



TUGAS AKHIR - TM141585

**PEMODELAN DAN ANALISIS PENGARUH
PENGUNAAN *HYDRO-MAGNETO-ELECTRIC
REGENERATIVE SHOCK ABSORBER* (HMERSA)
DENGAN *DUAL INPUT-SINGLE OUTPUT*
TERHADAP KARAKTERISTIK ENERGI
BANGKITAN DAN RESPON DINAMIS
KENDARAAN.**

FIRHAN HUZAFA
NRP. 2112100015

Dosen Pembimbing:
Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST. M.Eng.

JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2016



FINAL PROJECT - TM141585

**MODELLING AND ANALYSIS OF HYDRO-
MAGNETO-ELECTRIC REGENERATIVE SHOCK
ABSORBER (HMERSA) WITH DUAL INPUT-
SINGLE OUTPUT UTILIZATION EFFECT
TOWARDS ENERGY GENERATION
CHARACTERISTIC AND VEHICLE DYNAMICS
RESPONSE**

FIRHAN HUZAFA
NRP. 2112100015

Advisory Lecturer
Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST. M.Eng.

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA 2016

**PEMODELAN DAN ANALISIS PENGARUH
PENGUNAAN *HYDRO MAGNETO ELECTRIC*
REGENERATIVE SHOCK ABSORBER DENGAN *DUAL*
INPUT-SINGLE OUTPUT TERHADAP ENERGI
BANGKITAN DAN RESPON DINAMIS KENDARAAN**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Pada Bidang Studi Vibrasi Dan Sistem Dinamis
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

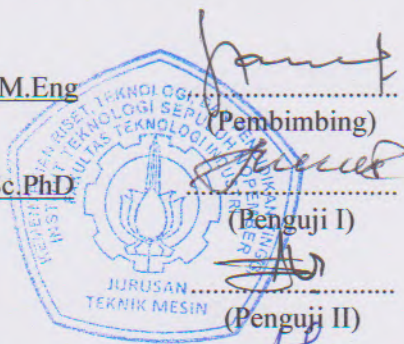
Oleh:

FIRHAN HUZAEFA

NRP. 2112 100 015

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Harus Laksana Guntur, ST, M.Eng
(NIP. 197505111999031001) (Pembimbing)
2. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc.PhD
(NIP. 195106051978031002) (Penguji I)
3. Moch. Solichin, ST, MT
(NIP. 198908172015041003) (Penguji II)
4. Dr. Wiwiek Hendrowati, ST, MT
(NIP. 197004121997032003) (Penguji III)



SURABAYA

Juli, 2016

**PEMODELAN DAN ANALISIS PENGARUH
PENGUNAAN *HYDRO-MAGNETO-ELECTRIC
REGENERATIVE SHOCK ABSORBER (HMERSA)*
DENGAN *DUAL INPUT-SINGLE OUTPUT* TERHADAP
KARAKTERISTIK ENERGI BANGKITAN DAN RESPON
DINAMIS KENDARAAN.**

Nama : Firhan Huzaefa
NRP : 2112100015
Jurusan : Teknik Mesin ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Eng. Harus Laksana Guntur,
ST. M. Eng.

ABSTRAK

Rendahnya efisiensi dari pemanfaatan energi hasil pembakaran pada kendaraan mendorong dilakukannya penelitian yang berfokus pada energy harvesting. Pada penelitian kali ini dirancang Regenerative Shock Absorber (RSA) baru yang bernama Hydro-Magneto-Electric Regenerative Shock Absorber (HMERSA) dengan dual input-single output, dimana aliran fluida dari dua HMERSA akan digabungkan untuk menggerakkan satu motor hidrolik yang terkopel dengan generator. Sistem HMERSA dual input-single output tersebut akan diaplikasikan pada bagian belakang kendaraan, dimana kendaraan dimodelkan dengan sistem setengah kendaraan. Input yang digunakan dalam tugas akhir ini adalah input sinusoidal dan step. Pengaruh keterlambatan dari salah satu HMERSA akan dianalisis dengan bervariasi beda fase dari input sinusoidal yang diberikan. Dari penelitian ini diperoleh gaya redam dan energi bangkitan terbesar terjadi ketika kedua silinder hidrolik bergetar dengan beda fase 0°. Saat kedua silinder bergerak dengan beda fase 90° daya yang dihasilkan lebih kecil namun stabil dan kontinu. Pada model setengah kendaraan dengan eksitasi sinusoidal yang sama pada roda kiri dan kanan, daya bangkitan meningkat seiring

dengan bertambahnya kecepatan kendaraan, daya bangkitan tertinggi sebesar 171 W terjadi pada kecepatan 80 km/jam. Sementara dengan eksitasi sinusoidal dengan beda fase 90° pada ban kiri dan kanan daya bangkitan tertinggi sebesar 120 W terjadi pada kecepatan 80 km/jam. Untuk simulasi kendaraan saat belok, diperoleh daya bangkitan maksimum sebesar 12,5 W dengan kecepatan 5m/s dan radius belok 7m.

Kata Kunci— daya listrik bangkitan, gaya redam, karakteristik dinamis kendaraan, Regenerative Shock Absorber (RSA), sistem suspensi.

**MODELLING AND ANALYSIS OF HYDRO-MAGNETO-
ELECTRIC REGENERATIVE SHOCK ABSORBER
(HMERSA) WITH DUAL INPUT-SINGLE OUTPUT
UTILIZATION EFFECT TOWARDS ENERGY
GENERATION CHARACTERISTIC AND VEHICLE
DYNAMICS RESPONSE**

Student Name : Firhan Huzaefa
NRP : 2112100015
Departement : Teknik Mesin ITS
Advisory Lecturer : Dr. Eng. Harus Laksana Guntur,
ST. M. Eng.

ABSTRAK

Low efficiency of vehicle fuel utilization encourage the development of research in the field of energy harvesting. This research focused on designing a new type of Regenerative shock Absorber (RSA) called Hydro-Magnet-Electric Regenerative Shock Absorber (HMERSA) with dual input-single output, where the fluid flows from two HMERSA will be combined to move one hydraulics motor which coupled with generator. HMERSA Dual input-single output system will be applied on rear part of vehicle, where the vehicle was modelled as half car system. The input used in this research are sinusoidal and step input. The delay effect of one cylinder will be analyzed by varying the phase difference between two cylinder in the sinusoidal input. The simulation result indicated that highest damping force occurred when two hydraulics cylinder moving with 0° phase difference. In 90° phase difference the power produced was smaller but stable and continuous. In half car model with identical excitation between left and right wheel, the power produced was increasing along with the rise of vehicle speed, highest power produced was 171 wat at 80 km/h velocity. In 90° phase difference between right and left wheel input highest power produced was 120 W at 80 km/h velocity. In

car turning simulation, the maximum power produced was 12.5 W with 5 m/s turning speed and 7 m turning radius

Keywords— Electric power, Damping force , vehicle dynamics characteristic, Regenerative Shock Absorber (RSA), suspension system.

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
<i>ABSTRAK</i>	i
<i>ABSTRACT</i>	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xiii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan.....	2
1.4 Batasan Masalah.....	3
1.5 Manfaat.....	3
BAB II DASAR TEORI.....	5
2.1 Penelitian Terdahulu.....	5
2.2 Konsep Dasar	14
2.2.1 Peredam.....	14
2.2.2 Motion of Base	16
2.2.3 Pengaruh Percepatan Kendaraan terhadap Kenyamanan Pengendara	20

2.3	Persamaan Pada Mekanisme Hidrolik	21
2.3.1	Persamaan Bernoulli	21
2.3.2	T-Junction	26
2.3.3	Akumulator Hidrolik	28
2.3.4	Motor Hidrolik.....	32
2.4	Generator	33
BAB III METODOLOGI		37
3.1	Metodologi Penelitian.....	37
3.1.1	Tahap Studi Literatur.....	39
3.2	Permodelan dan Simulasi Sistem HMERSA Dual Input Single Output.....	40
3.2.1	Pemodelan Fisik Sistem HMERSA Dual Input Single Output.....	40
3.2.2	Pemodelan dinamis dan Pembuatan Persamaan dari Sistem HMERSA	44
3.2.3	Pembuatan Blok Simulasi Sistem HMERSA	45
3.3	Pemodelan dan Simulasi Sistem Setengah Kendaraan dengan HMERSA <i>dual-input single output</i>	49
3.3.1	Pemodelan dinamis dan Pembuatan Persamaan dari Sistem Setengah Kendaraan dengan HMERSA <i>Dual Input-Single Output</i>	49
3.3.2	Pembuatan Blok Simulasi Sistem Setengah Kendaraan dengan HMERSA Dual Input Single Output	52
3.3.3	Analisis Grafik Sistem Setengah Kendaraan dengan HMERSA Dual Input Single Output.....	55

BAB IV PEMODELAN SISTEM.....	59
4.1 Pemodelan Dinamis Sistem HMERSA dengan dual input-single output.....	59
4.2 Penurunan Persamaan Pada Sistem Hidrolik HMERSA Dual Input-Single Output	60
4.2.1 Head Loss akibat perpindahan fluida dari silinder hidrolik menuju pipa	60
4.2.2 Head Loss Akibat Check Valve	61
4.2.3 Headloss Pada Converging T-Junction	62
4.2.4 Headlosss Pada Motor Hidrolik dan Generator ...	62
4.2.5 Headloss pada diverging T-junction.....	63
4.2.6 Major headloss pada pipa	64
4.2.7 Gaya Redam Total.....	64
4.3 Daya Rodagkitan pada Generator.....	66
4.4 Permodelan Setengah kendaraan dengan penambahan HMERSA dual input-single output	70
BAB V ANALISA HASIL DAN PEMBAHASAN	75
5.1 Respon Dinamis pada sistem HMERSA dengan Variasi Beda Phase	76
5.2 Respon Dinamis Sistem HMERSA Dengan <i>Dual input- single output</i> Pada Sistem Setengah Kendaraan.....	78
5.3 Pengaruh Kecepatan Kendaraan Terhadap Respon Dinamis Sistem Half Car Dengan Penambahan HMERSA <i>Dual Input-Single Output</i>	82

5.4	Respon Dinamis Sistem Half-Car dengan HMERSA <i>dual input-single output</i> pada saat belok	88
BAB VI PENUTUP		91
6.1	Kesimpulan.....	91
6.2	Saran.....	92
DAFTAR PUSTAKA.....		93
BIODATA PENULIS.....		97
LAMPIRAN		

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Skema hydraulic pumping regenerative suspension.	6
Gambar 2. 2 Skema diagram HEERS. A, B, dan C merupakan simpul dari pipa hidraulik (ditunjukkan dengan titik)	7
Gambar 2. 3 Pengaruh perbedaan diameter dalam pipa hidrolisk	8
Gambar 2. 4 Skema dari RSA	9
Gambar 2. 5 Grafik dari energi bangkitan yang dihasilkan oleh RSA ^[3]	10
Gambar 2. 6 Konstruksi HMRSA dari Kapsul Anuar.....	11
Gambar 2. 7 Prinsip kerja HMRSA dari Kapsul Anuar.....	11
Gambar 2. 8 Energi bangkitan dari HMRSA.....	12
Gambar 2. 9 Skema HMRSA setelah pengembangan	13
Gambar 2. 10 Diagram batang energi bangkitan HMRSA	14
Gambar 2. 11 Diagram <i>stress-strain</i> dari sebuah massa yang mempunyai <i>material damping</i>	16
Gambar 2.12. Base excitation (a) Sistem fisik base excitation (b) Free body diagram untuk sistem base excitation.....	17
Gambar 2.13 Grafik Force Transmisibility vs Frequency Ratio....	18
Gambar 2. 14 Grafik displacement transmissibility	19
Gambar 2.15 Grafik percepatan RMS berdasarkan ISO 2631	21
Gambar 2. 16 Penerapan hukum Bernoulli pada sebuah pipa ...	22

Gambar 2.17 Ilustrasi untuk aliran dalam suatu kontrol volume	23
Gambar 2. 18 Loss coefficient untuk aliran melalui perubahan sudden area	26
Gambar 2.19 Coefficient of Losses kasus combining flow pada T-junction (a) dengan tanpa dinding pemisah. (b) dengan dinding pemisah	27
Gambar 2.20 Coefficient of losses pada dividing flow	28
Gambar 2. 21 Compressed Gas Accumulator.....	30
Gambar 2.22 Motor hidrolik geroler	32
Gambar 2.23 Konstruksi motor hidrolik geroler.....	33
Gambar 2. 26 Skema RL Circuit untuk Generator.	34
Gambar 3.1 Diagram alir penyelesaian tugas akhir.....	38
Gambar 3. 3 Aliran fluida saat piston silinder 1 dan 2 bergerak keatas (kompresi)	41
Gambar 3.4 Aliran fluida saat piston silinder 1 dan 2 bergerak kebawah (ekspansi)	42
Gambar 3.5 Aliran fluida saat piston silinder 1 dan 2 bergerak kebawah (ekspansi).	43
Gambar 3. 6 Permodelan dinamis sistem HMERSA dual input single output.....	44
Gambar 3.7 Diagram alir proses pembuatan persamaan gerak dari sistem HMERSA <i>dual input single output</i>	45
Gambar 3.10 Diagram alir proses pembuatan persamaan gerak dari sistem HMERSA <i>dual input-single output</i> untuk half car model.....	51

Gambar 3.11 Diagram alir proses pembuatan blok diagram Simulink dari sistem setengah kendaraan dengan HMERSA <i>dual input-single output</i>	54
Gambar 4.1 Skema Sistem HMERSA dengan <i>dual input-single output</i>	59
Gambar 4.2 Generator Windstream #443541	68
Gambar 4.4 Dimensi Motor Hidrolik	69
Gambar 4.4 Tampak bagian belakang mobil multiguna pedesaan ITS	70
Gambar 4.5 Pemodelan dinamis setengah kendaraan dengan HMERSA <i>dual input-single output</i>	71
Gambar 4.6 Freebody diagram dari <i>unsprung mass</i>	71
Gambar 4.7 Free body diagram <i>sprung mass</i>	73
Gambar 4.8 Single Track Vehicle Model.....	74
Gambar 5.1 Respon gaya redam terhadap displacement pada silinder 1	76
Gambar 5.2 Respon gaya redam terhadap displacement pada silinder 1	76
Gambar 5.3 Grafik Arus, tegangan , dan daya listrik yang dihasilkan.....	77
Gambar 5.4 Respon perpindahan dan perpindahan sudut terhadap waktu pada <i>body</i> kendaraan	78
Gambar 5.5 Respon percepatan dan percepatan sudut terhadap waktu.....	79
Gambar 5.6 Respon arus listrik dan tegangan yang dihasilkan...	80
Gambar 5.7 Respon daya bangkitan yang dihasilkan.....	80

Gambar 5.8 Percepatan rms <i>body</i> kendaraan pada sistem setengah kendaraan beda fase 0°	84
Gambar 5.9 Percepatan rms <i>body</i> kendaraan pada sistem setengah kendaraan beda fase 90°	84
Gambar 5.10 Ketahanan pengemudi terhadap percepatan <i>body</i> kendaraan.....	85
Gambar 5.10 Daya bankitan yang dihasilkan pada kendaraan. ..	86
Gambar 5.11 Effisiensi HMERSA <i>dual input-single output</i> terhadap kecepatan kendaraan.	87
Gambar 5.12 Respon perpindahan dan perpindahan sudut pada <i>body</i> kendaraan saat belok.....	88
Gambar 5.13 Respon dinamis percepatan dan percepatan sudut pada <i>body</i> kendaraan	89
Gambar 5.14 Energi listrik bangkitan sistem HMERSA <i>dual input-single output</i> saat kendaraan berbelok.....	90

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Perbandingan daya yang dihasilkan HMRSA	12
Tabel 2. 2 Perhitungan energi bangkitan HMRSA	13
Table 2.3 Nilai percepatan yang dapat diterima untuk kenyamanan pengendara.....	20
Tabel 2. 4 Karakteristik untuk tipe-tipe akumulator	29
Tabel 3. 1 Parameter untuk sistem HMERSA [6]	45
Tabel 4.1 Variasi pada kasus kendaraan berbelok	76
Tabel 4.2 Gaya yang diterima roda mobil	76
Tabel 5.1 Besar Tegangan, arus, dan daya listrik bangkitan	78
Tabel 5.2 Besar Tegangan, arus, dan daya listrik bangkitan pada model half car.....	81
Tabel 5.3 Hubungan antara kecepatan kendaraan, daya bangkitan, dan percepatan <i>body</i> kendaraan	82
Tabel 5.4 Hubungan antara kecepatan kendaraan, daya bangkitan, dan percepatan <i>body</i> kendaraan pada shock absorber konvensional	83

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pada kendaraan dengan motor pembakaran dalam, hanya 21.5 % dari energi hasil pembakaran yang dimanfaatkan untuk menggerakkan kendaraan dan sisanya terbuang percuma. 30-37% energi hilang dalam bentuk heat loss oleh gas buangan dan konveksi, 25-33% hilang dalam bentuk disipasi panas dalam proses pendinginan dan 33-40% energi hilang dalam bentuk mechanical losses [1]. Hal tersebut mendorong dikembangkan RSA (*Regenerative Shock Absorber*) yang mampu memulihkan energi getaran yang terbuang pada sistem suspensi kendaraan menjadi energi listrik yang bermanfaat.

Telah banyak penelitian yang dilakukan mengenai RSA. Zack Anderson [2], mahasiswa MIT, telah mengembangkan shock absorber menjadi *regenerative shock absorber*. Dalam penelitiannya, RSA diuji pada truk dan dapat menghasilkan sekitar 1 kW pada jalan yang standar. Dalam studi Hsu [3], kemampuan pemulihan energi pada saat berkendara di jalan tol dengan kecepatan 16 m/s untuk setiap roda sebesar 100W yang sama dengan 5% dari total daya pada kendaraan.

Chardian, mahasiswa ITS juga telah membuat salah satu jenis RSA (*Regenerative Shock Absorber*), yaitu *Hydraulic Motor Regenerative Shock Absorber* (HMRSA) [4]. Energi bangkitan yang dihasilkan HMRSA tersebut pada saat frekuensi 1,5 Hz, yaitu sebesar 1.745 W dan energi tersebut dapat dimanfaatkan untuk mengisi aki pada mobil. Untuk penelitian kali ini, akan dirancang *Hydro-Magneto-Electric Regenerative Shock Absorber* (HMERSA) dengan *dual input-single output*, dimana aliran fluida dua HMERSA akan digabungkan untuk menggerakkan satu motor hidrolik yang terkopel dengan generator dan nantinya akan

didapatkan respon dinamis pada sistem tersebut yang dapat dijadikan pertimbangan untuk melakukan pengembangan pada *HMERSA dual input-single output* ini.

1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah pada percobaan ini antara lain :

1. Bagaimana rancangan *Hydro-Magneto-Electric Regenerative Shock Absorber* (HMERSA) dengan *Dual Input-Single Output* .
2. Bagaimana karakteristik gaya redam dan energi listrik bangkitan pada sistem HMERSA dengan *dual input-single output*.
3. Bagaimana respon dinamis kendaraan dengan penambahan HMERSA dengan *dual input-single output* pada sistem suspensi.
4. Bagaimana respon energi bangkitan yang dapat dihasilkan *HMERSA dual input-single output* setelah dipasang pada kendaraan.

1.3 Tujuan

Tujuan dilakukannya penelitian ini antara lain:

1. Merancang *Hydro-Magneto-Electric Regenerative Shock Absorber* (HMERSA) dengan *Dual Input-Single Output*.
2. Mengetahui karakteristik gaya redam dan energi listrik bangkitan pada sistem HMERSA dengan *dual input-single output*.
3. Mengetahui respon dinamis kendaraan dengan penambahan HMERSA dengan *dual input-single output* pada sistem suspensi.
4. Mengetahui respon energi bangkitan yang dapat dihasilkan *HMERSA dual input-single output* setelah dipasang pada kendaraan.

1.4 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah yang menjadi batasan dalam tugas akhir ini, yaitu :

1. Fluida pada sistem hidrolik diasumsikan *incompressible fluid*.
2. Akumulator yang digunakan adalah *compressed gas accumulator*.
3. Panjang pipa dari outlet silinder menuju t-junction 1 dan dari t-junction 2 menuju inlet silinder pada kasus kompresi dan ekspansi diasumsikan sama panjang.
4. Koefisien losses pada T-junction diasumsikan bernilai konstan.
5. Kecepatan kendaraan bernilai konstan.
6. Permodelan sistem adalah setengah kendaraan dengan sistem kendaraan 4 DOF.
7. Simulasi respon kendaraan pada saat belok dilakukan dalam kondisi *steady state*.
8. Efek momen inersia motor hidrolik dan generator diabaikan.

1.5 Manfaat

Adapun Manfaat dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Menghasilkan rancangan *Hydro-Magneto-Electric Regenerative Shock Absorber* (HMERSA) dengan *Dual Input-Single Output*.
2. Memberikan data tentang karakteristik gaya redam dan energi listrik bangkitan pada sistem HMERSA dengan *Dual Input-Single Output*.
3. Memberikan data tentang respon dinamis kendaraan dengan penambahan HMERSA *dual input-single output* pada sistem suspensi.
4. Memberikan data tentang energi bangkitan dihasilkan HMERSA *dual input-single output* setelah dipasang pada kendaraan.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB II

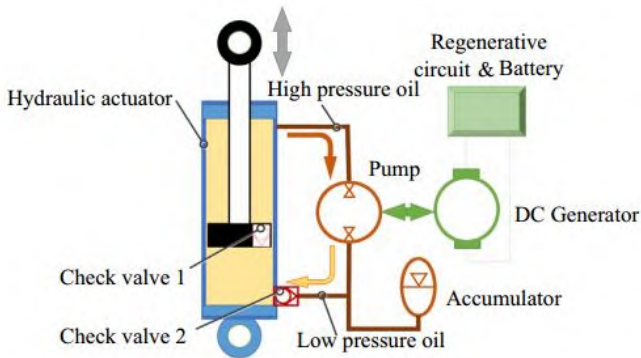
TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Terdahulu

Energi getaran kendaraan saat melewati permukaan jalan yang tidak rata pada umumnya diserap oleh *shock absorbers*, diubah dalam bentuk energi panas dari oli dan akhirnya terdisipasi, dengan tujuan memberikan kenyamanan berkendara dari kendaraan. Energi yang terdisipasi tersebut, apabila dapat didaur ulang dalam intensitas tertentu, akan meningkatkan efisiensi utilisasi dari kendaraan, dan mengurangi konsumsi bahan bakar pada kendaraan.

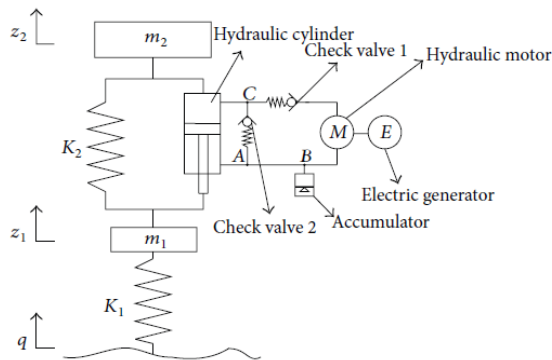
Berbagai penelitian telah dilakukan dalam mendaur ulang energi getaran pada sistem. Pada tahun 2014, Yuxin Zhang dkk melakukan penelitian tentang *hydraulic pumping regenerative suspension* [5]. Pada gambar 2.1 terlihat bahwa komponen dari *hydraulic pumping regenerative suspension* ini adalah *hydraulic actuator*, *check valves*, *hydraulic accumulator*, DC generator, dan *hydraulic pump*. Cara kerjanya adalah pada saat proses kompresi, *check valve* (CV) 1 terbuka sedangkan CV 2 tertutup sehingga fluida yang ada pada *rodless chamber* akan berpindah ke *rod chamber* melalui CV 1. Luas penampang *rod chamber* lebih kecil daripada *rodless chamber* sehingga fluida bertekanan tinggi mengalir ke pompa hidrolik kemudian menggerakkannya dan fluida bertekanan rendah yang keluar dari pompa hidrolik mengalir ke akumulator. Pada saat proses *rebound*, maka CV 1 tertutup dan CV 2 terbuka sehingga fluida bertekanan tinggi (pengaruh dorongan piston) pada *rod chamber* akan mengalir ke pompa hidrolik kemudian menggerakkannya dan fluida bertekanan rendah yang keluar dari pompa hidrolik akan mengalir ke *rodless chamber* melalui CV2. Dengan menggunakan *GA optimization*, daya listrik

yang mampu dibangkitkan sebesar 33.4 W dengan beban luar 14.7 Ω , pada frekuensi 1.67 Hz, dan amplitudo 50 mm[4].



Gambar 2.1 Skema hydraulic pumping regenerative suspension^[5]

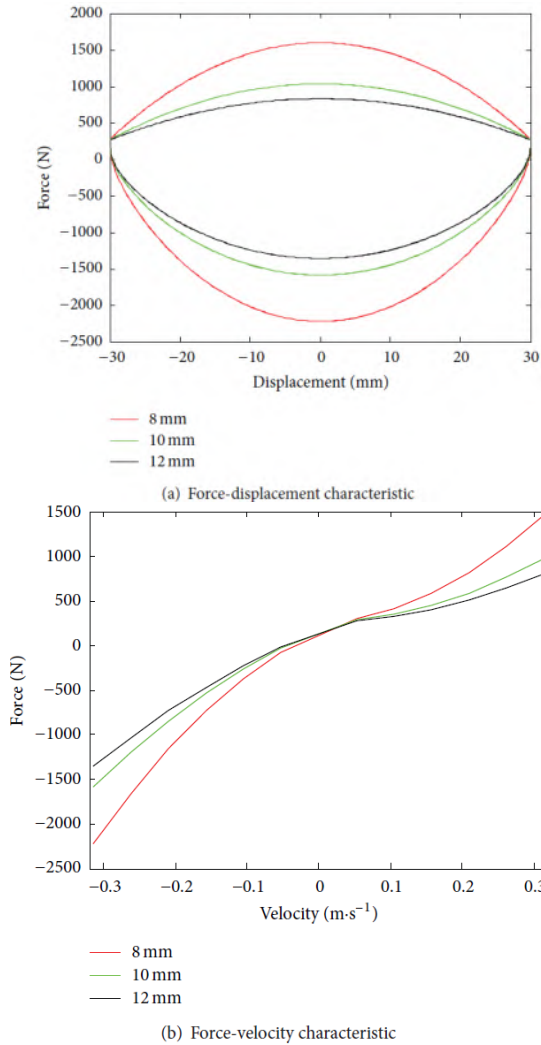
Untuk pemanfaatan getaran pada kendaraan bermotor saat melewati jalan yang tidak rata, pada tahun 2014, Han Zhang dkk mendesain suspensi menjadi *Hydraulic-Electricity Energy Regenerative Suspension* (HEERS) [6]. HEERS ini terdiri dari beberapa komponen penting, yaitu silinder hidrolik, *check valve*, akumulator, motor hidrolik, pipa hidrolik, dan generator seperti pada gambar 2.2.



Gambar 2. 2 Skema diagram HEERS. A, B, dan C merupakan simpul dari pipa hidraulik (ditunjukkan dengan titik) ^[6]

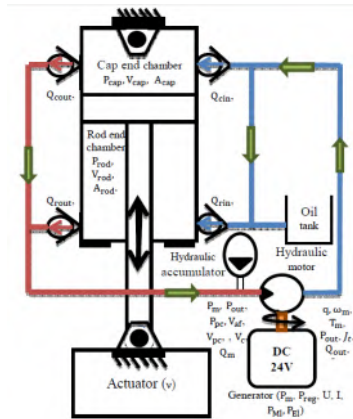
Pada saat kompresi, oli pada silinder peredam mengalir ke atas karena gerakan piston yang menekan silinder. Saat melewati titik C, minyak mengalir ke *check valve 2* dikarenakan kondisi *check valve 1* tertutup saat *check valve 2* pada kondisi terbuka. Melewati titik A, minyak akan mengalir ke bagian dalam silinder, karena tekanan yang lebih tinggi pada pipa oli yang berada pada sisi kanan titik A selama ekspansi, dan tekanan yang lebih rendah pada bagian dalam silinder. Karena kontraksi rongga batang, oli yang terhalang ke silinder dalam dan mengalir melewati akumulator melalui titik B. Selama ekspansi, oli pada silinder peredam terdorong piston mengalir ke sisi kanan dan melalui titik A, karena *valve 2* tertutup. Ketika melewati titik B, oli akan mengalir ke dalam motor hidraulik secara berangsu-angsur, karena pengisian akumulator selama kompresi dan generator digerakkan oleh motor hidraulik. Pada akhirnya oli mengalir melalui motor hidraulik kemudian masuk ke bagian atas silinder melewati *valve 1*.

Pada saat simulasi, HEERS dipasangkan pada kendaraan tipe SUV. Berikut grafik yang dihasilkan simulasi HEERS dengan variasi diameter dalam pipa hidrolik.



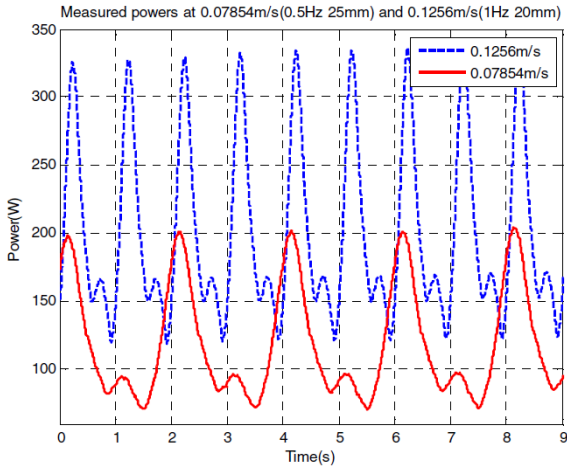
Gambar 2. 3 Pengaruh perbedaan diameter dalam pipa hidrolis^[6]

Prototype Regenerative Shock Absorber (RSA) [3], yang dirancang oleh Ruichen Wang dkk pada penelitiannya pada tahun 2014, terdiri dari silinder hidrolis, empat buah *check valve*, akumulator hidrolis, motor hidrolis, generator, pipa, dan *oil tank*.



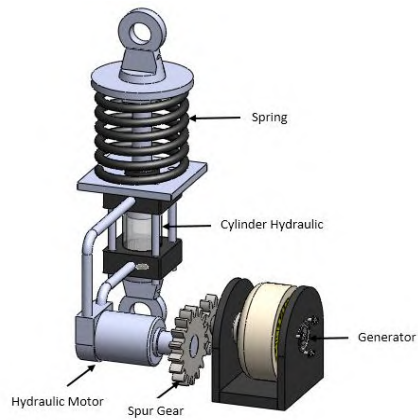
Gambar 2. 4 Skema dari RSA^[3]

Pada saat pengujian, input yang digunakan yaitu input *sinusoidal*. Ada dua variasi untuk input *sinusoidal*, yaitu 0.0785 m/s saat 0.5 Hz (25 mm *stroke*) dan 0.1256 m/s saat 1 Hz (20 mm *stroke*). Besar energi bangkitan yang dihasilkan dari RSA tersebut (gambar 2.5) saat 0.07854 m/s dan 0.1256 m/s rata-rata sebesar 118,2 W dan 201,7 W.

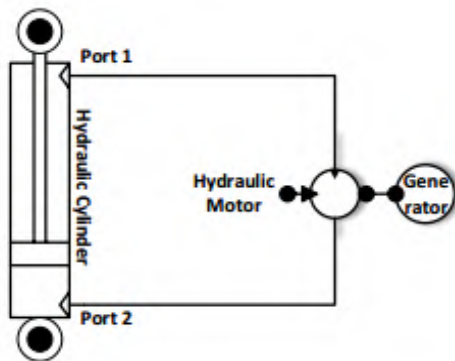


Gambar 2. 5 Grafik dari energi bangkitan yang dihasilkan oleh RSA^[3]

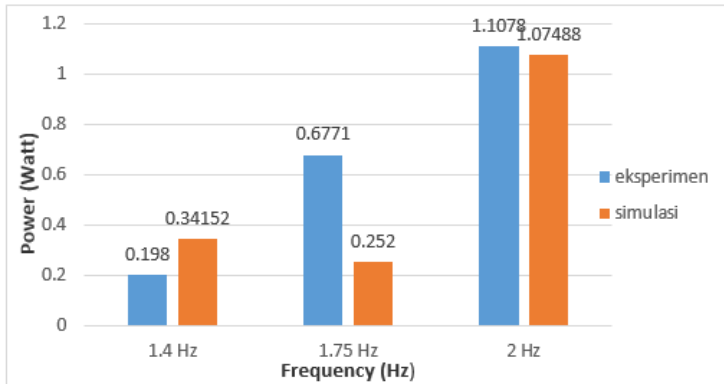
Pada tahun 2014, Kaspul Anuar [7], salah satu mahasiswa Teknik Mesin ITS, merancang *Hydraulic Motor Regenerative Shock Absorber* (HMRSA). Prinsip kerja dari alat ini adalah memanfaatkan energi kinetik pada gerakan suspensi kendaraan. Energi tersebut ditransfer ke sebuah motor hidrolik. Gaya yang ditransfer dari motor hidrolik kemudian ditransmisikan oleh susunan roda gigi yang berfungsi untuk meningkatkan putaran generator. Putaran generator tersebut akan menghasilkan energi bangkitan. Daya yang dihasilkan HMRSA ini berkisar antara 0.024 watt sampai 1.1078 watt dengan model seperempat kendaraan seperti pada gambar 2.10.



Gambar 2. 6 Konstruksi HMRSA dari Kaspul Anuar ^[7]



Gambar 2. 7 Prinsip kerja HMRSA dari Kaspul Anuar ^[7]



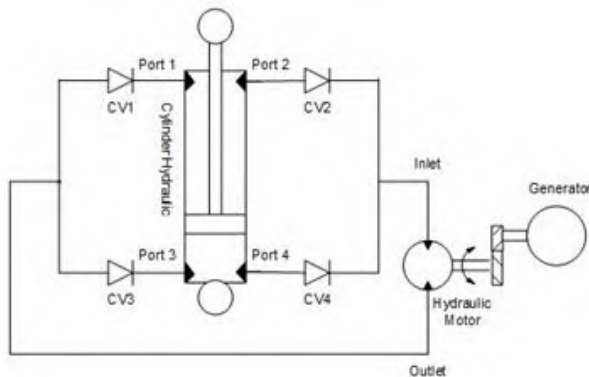
Gambar 2. 8 Energi bangkitan dari HMRSA^[7]

Tabel 2. 1 Perbandingan daya yang dihasilkan HMRSA^[7]

Frekuensi	Daya Simulasi	Daya Eksperimen	Error
1.4 Hz	0.34152	0.198	72%
1.75 Hz	0.252	0.67	62,3%
2 Hz	1.07488	1.1078	2,9%

Pengembangan HMRSA yang dilakukan pada tahun 2015 oleh Chardian Bayu Prabowo [4], salah satu mahasiswa Teknik Mesin ITS, adalah dengan perubahan rangkaian hidrolik dan penambahan mekanisme *check valves* agar putaran motor hidrolik menjadi searah sehingga mengurangi *losses* akibat putaran yang tidak searah. Pengembangan lain adalah mengganti generator yang digunakan. Generator yang digunakan pada penelitian sebelumnya adalah generator pada motor jupiter MX, sedangkan generator

yang digunakan pada penelitian ini adalah generator PMG-100. Penggantian generator dimaksudkan agar daya yang dihasilkan HM RSA lebih besar dari penelitian sebelumnya. Hal ini didasarkan pada spesifikasi dari generator tersebut. Generator PMG-100 bekerja pada putaran rendah, sedangkan generator motor jupiter MX bekerja pada putaran tinggi. Adapun komponen lain yang digunakan pada HM RSA ini adalah motor hidrolik. Motor hidrolik yang digunakan adalah tipe BMM 8. Perbandingan roda gigi adalah 2.65, dengan diameter roda gigi pada motor hidrolik 115.6 mm dan roda gigi pada generator 43.6 mm.



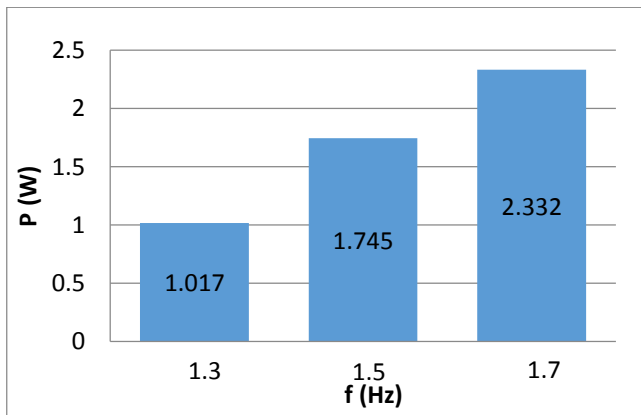
Gambar 2. 9 Skema HM RSA setelah pengembangan ^[4]

Adapun perhitungan energi bangkitan yang dihasilkan oleh HM RSA dapat dilihat pada tabel 2.2.

Tabel 2. 2 Perhitungan energi bangkitan HM RSA ^[4]

Frekuensi (Hz)	RMS Voltase (Volt)	Arus (Ampere)	Daya Bangkitan (Watt)
1.3	4.623	0.22	1.017
1.5	7.271	0.24	1.745
1.7	7.776	0.30	2.332

Adapun diagram energi bangkitan yang dihasilkan oleh HM RSA dapat dilihat pada gambar 2.10.



Gambar 2. 10 Diagram batang energi bangkitan HM RSA^[4]

2.2 Konsep Dasar

2.2.1 Peredam

Dalam penerapan pada sistem, energi vibrasi secara bertahap terkonversi menjadi energi panas atau bunyi. Dikarenakan ada energi yang hilang, respon sistem, seperti perpindahan pada sistem secara bertahap akan berkurang. Mekanisme dimana energi getaran secara bertahap dikonversi menjadi energi panas atau bunyi disebut sebagai redaman (damping) [8]. Walaupun jumlah energi yang dikonversikan menjadi energi panas dan bunyi relatif kecil, pertimbangan redaman menjadi penting untuk prediksi akurat dari respon getaran pada sistem. Redaman dapat dimodelkan menjadi jenis-jenis berikut:

- **Viscous Damping**

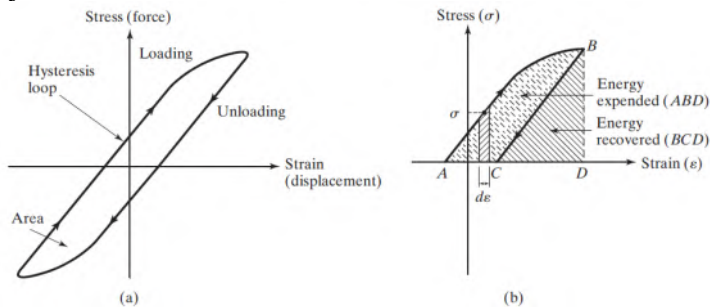
Viscous damping merupakan mekanisme redaman yang paling sering digunakan dalam analisa getaran. Ketika sistem mekanik bergetar dalam medium fluida seperti udara, gas, air atau minyak. Gaya hambat yang diberikan oleh fluida pada sistem yang bergerak menyebabkan energi terdisipasi. Jumlah energi yang terdisipasi bergantung pada beberapa faktor, yaitu bentuk dan ukuran massa yang bergetar, viskositas fluida, frekuensi getaran, dan kecepatan dari massa yang bergetar. Dalam viscous damping, gaya redam sebanding dengan kecepatan massa yang bergetar. Contoh dari *viscous damping*: (1)film cairan antara permukaan geser, (2)aliran cairan di sekitar piston di dalam silinder, (3)aliran fluida melalui lubang (*orifice*), dan (4) film cairan di sekitar sebuah jurnal di bantalan (*bearing*).

- **Coloumb or Dry-Friction Damping**

Pada peredam ini, Gaya redam besarnya konstan tetapi berlawanan arah dengan gerak massa yang bergetar. Hal ini disebabkan oleh gesekan antara menggosok permukaan yang baik kering atau pelumasan cukup.

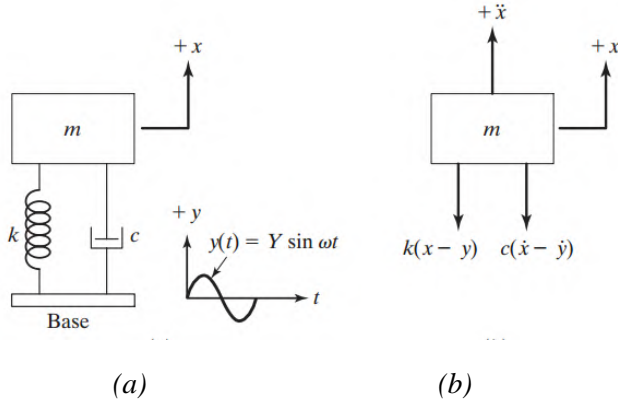
- ***Material or Solid or Hysteretic Damping***

Ketika material berdeformasi, energi akan diserap dan terdisipasi oleh material. Hal ini disebabkan karena gesekan antara bagian dalam yang slip atau bergeser karena deformasi. Saat sebuah massa yang mempunyai *material damping* bergetar, diagram *stress-strain* ada pada gambar 2.13. Daerah yang ditunjukkan pada gambar, menunjukkan energi yang hilang tiap unit volume massa per cycle karena redaman yang terjadi.



Gambar 2. 11 Diagram *stress-strain* dari sebuah massa yang mempunyai *material damping*

2.2.2 Motion of Base



Gambar 2.12. Base excitation (a) Sistem fisik base excitation (b) Free body diagram untuk sistem base excitation^[8]

Suatu waktu sistem pegas-massa-peredam mengalami gerak harmonik, seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.12(a). Eksitasi input $y(t)$ menyatakan perpindahan dari *base*, dan $x(t)$ menyatakan perpindahan massa dari posisi kesetimbangan statis pada waktu t . Maka perpanjangan dari pegas adalah $(x - y)$ dan kecepatan relatif antara kedua ujung damper adalah $(\dot{x} - \dot{y})$. Dari *free body diagram* yang ditunjukkan pada gambar 2.12(b), didapatkan persamaan gerak:

$$F = k(x - y) + c(\dot{x} - \dot{y}) = -m\ddot{x} \quad (2.1)$$

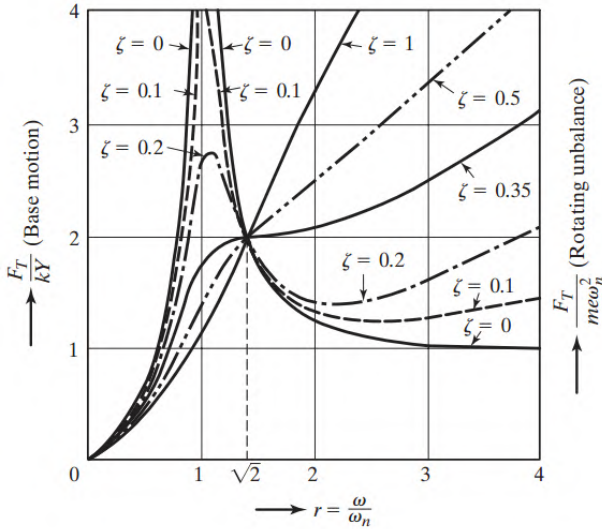
$$F = m\omega^2 X \sin(\omega t - \phi) = F_t \sin(\omega t - \phi) \quad (2.2)$$

Force Transmissibility

F_T merupakan nilai amplitudo tertinggi yang diberikan ke *base*, sehingga rasio *force transmissibility*nya sebagai berikut :

$$\frac{F_T}{kY} = r^2 \left[\frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2} \right]^{1/2} \quad (2.3)$$

Grafik *force transmissibility* dapat dilihat pada gambar dibawah ini.



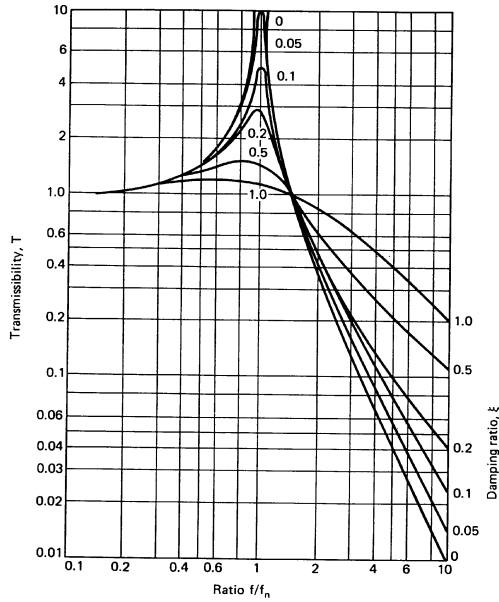
Gambar 2.13 Grafik Force Transmissibility vs Frequency Ratio^[8]

Displacement Transmissibility

Displacement transmissibility merupakan seberapa besar respon gerakan yang ditransmisikan dari input jalan ke massa kendaraan dengan variasi frekuensi saat berkendara. Dan dapat dirumuskan sebagai berikut.

$$T = \frac{X}{Y} = \frac{\text{input displacement}}{\text{output displacement}}$$

$$T = \frac{X}{Y} = \sqrt{\frac{1+(2\zeta r)^2}{(1-r^2)^2+(2\zeta r)^2}} \quad (2.4)$$



Gambar 2. 14 Grafik displacement transmissibility

Catatan:

1. Nilai T adalah *unity* saat $r = 0$ dan mendekati *unity* untuk nilai-nilai kecil r
2. Untuk sistem *undamped* ($\zeta = 0$), $T \rightarrow \infty$ saat resonansi ($r = 1$)
3. Nilai T lebih kecil dari *unity* ($T < 1$) untuk nilai $r > \sqrt{2}$ (untuk setiap jumlah redaman ζ)
4. Nilai T *unity* untuk semua nilai ζ saat $r = \sqrt{2}$
5. Untuk $r < \sqrt{2}$, semakin kecil *damping ratio* menyebabkan semakin besar nilai T . Sedangkan $r > \sqrt{2}$, semakin kecil *damping ratio* menyebabkan semakin kecil nilai T .
6. *Displacement transmissibility*, T , mencapai maksimum untuk $0 < \zeta < 1$ saat *frequency ratio* $r = r_m < 1$

$$r_m = \frac{1}{2\zeta} \left[\sqrt{1 + 8\zeta^2} - 1 \right]^{1/2} \quad (2.13)$$

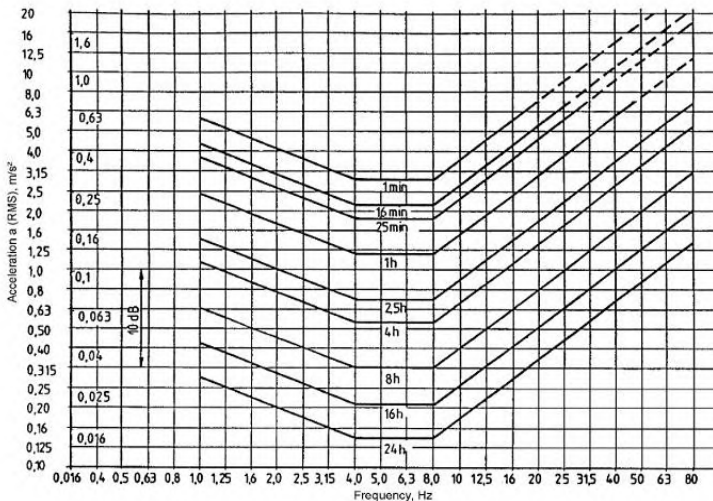
2.2.3 Pengaruh Percepatan Kendaraan terhadap Kenyamanan Pengendara

Studi menunjukkan nilai-nilai yang tercantum pada tabel 2.3 dapat dijadikan acuan bagaimana respon manusia terhadap percepatan yang terjadi pada kendaraan akibat kedaratan pada kendaraan publik. Namun reaksi tersebut juga bergantung pada durasi perjalanan dan ekspektasi pengendara ketika mengendarai kendaraan.

Table 2.3 Nilai percepatan yang dapat diterima untuk kenyamanan pengendara ^[9]

Magnitude	Tingkat kenyamanan
$a < 0.315 \text{ m/s}^2$	<i>Not uncomfortable</i>
$0.315 \text{ m/s}^2 < a < 0.63 \text{ m/s}^2$	<i>A little uncomfortable</i>
$0.5 \text{ m/s}^2 < a < 1 \text{ m/s}^2$	<i>Fairly uncomfortable</i>
$0.8 \text{ m/s}^2 < a < 1.6 \text{ m/s}^2$	<i>Uncomfortable</i>
$1.25 \text{ m/s}^2 < a < 2.5 \text{ m/s}^2$	<i>Very uncomfortable</i>
$a > 2 \text{ m/s}^2$	<i>Extremely uncomfortable</i>

Untuk kriteria ketahanan pengendara berdasarkan besar percepatan menurut standart ISO 2631, ditampilkan pada gambar 2.15.



Gambar 2.15 Grafik percepatan RMS berdasarkan ISO 2631^[10]

Selain berdasarkan kenyamanan, acuan baik tidaknya suspensi kendaraan juga dilihat berdasarkan keamanan. Ditinjau dari segi keamanan, suspensi dikatakan relatif aman jika roda dan permukaan jalan melekat dengan baik atau diusahakan defleksi pada roda seminimal mungkin ^[9]. Defleksi maksimum dari suspensi depan sebesar 10 cm, sedangkan untuk suspensi belakang maksimum sebesar 12 cm. ^[9]

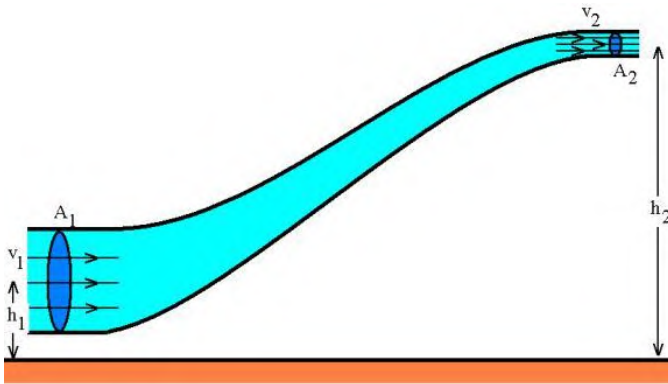
2.3 Persamaan Pada Mekanisme Hidrolik

2.3.1 Persamaan Bernoulli

Persamaan Bernoulli menyatakan bahwa jumlah energi pada suatu titik di dalam suatu aliran tertutup sama

besarnya dengan jumlah energi di titik lain pada jalur aliran yang sama [11]. Prinsip ini diambil dari nama ilmuwan Belanda/Swiss yang bernama Daniel Bernoulli.

Dalam bentuknya yang sudah disederhanakan, secara umum terdapat dua bentuk persamaan Bernoulli; yang pertama berlaku untuk aliran tak-termampatkan (incompressible flow), dan yang lain adalah untuk fluida termampatkan (compressible flow). Berikut ini persamaan Bernoulli untuk aliran yang tak termampatkan (incompressible flow):



Gambar 2. 16 Penerapan hukum Bernoulli pada sebuah pipa

Persamaan Bernoulli:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gh_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gh_2 \quad (2. 5)$$

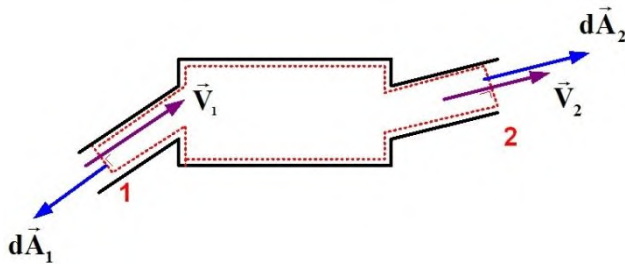
Keterangan:

p_1 : Tekanan fluida pada kondisi 1 (N/m^2)

p_2 : Tekanan fluida pada kondisi 2 (N/m^2)

- v_1 : Kecepatan aliran fluida pada kondisi 1 (m/s)
 v_2 : Kecepatan aliran fluida pada kondisi 2 (m/s)
 h_1 : Tinggi pipa kondisi 1 (m)
 h_2 : Tinggi pipa kondisi 2 (m)
 g : gravitasi bumi (9.8 m/s^2)

Konservasi Massa pada Mekanika Fluida



Gambar 2.17 Ilustrasi untuk aliran dalam suatu kontrol volume

$$\left(\frac{dM}{dt} \right)_{system} = 0 \quad (2.6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho dV + \int_{CS} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0 \quad (2.7)$$

karena diasumsikan aliran incompressible, $\rho = \text{konstan}$, sehingga:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \cancel{\rho} dV + \rho \int_{CS} \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0$$

$$\rho \int_{CS} \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0$$

$$\int_{CS} \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0 \quad (2.8)$$

dimana ρ : massa jenis fluida (kg/m^3)
 V : volume fluida (m^3)

\bar{V} : kecepatan (m/s)
 A : luas area (m²)

Head Loss

Head loss merupakan kerugian energi per satuan berat fluida dalam aliran cairan dalam sistem perpipaan [11]. *Total head loss* merupakan penjumlahan dari *major* dan *minor head loss*.

- **Major head loss**, merupakan kerugian energi dikarenakan efek gesekan pada *fully developed flow* di dalam pipa. Rumus untuk *major head loss*^[11]:

$$h_l = \left(\frac{64}{Re}\right) \frac{L}{2d_{tube}} \dot{x}^2 \quad (2.9)$$

$$\text{dengan } Re = \frac{d_{tube} \dot{x}}{\nu} \quad (2.10)$$

Substitusi persamaan (2.12) ke persamaan (2.11)

$$h_l = \left(\frac{64\nu}{d_{tube}\dot{x}}\right) \frac{L}{2d_{tube}} \dot{x}^2$$

sehingga rumus *major head loss* menjadi:

$$h_l = \frac{32L\nu}{d_{tube}^2} \dot{x} \quad (2.11)$$

dimana

h_l	: <i>major head loss</i>
L	: panjang pipa (m)
d_{tube}	: diameter pipa (m)
\dot{x}	: kecepatan aliran (m/s)
Re	: <i>Reynold number</i>
ν	: viskositas kinematik fluida (m ² /s)

Nilai friction factor dipengaruhi oleh nilai Reynold number (Re) (persamaan (2.12)) dan kekasaran permukaan pipa (e). Dari nilai Re dapat ditentukan jenis aliran dari fluida, apabila $Re < 2300$ aliran digolongkan

sebagai aliran laminar, sedangkan apabila $Re > 2300$ maka aliran digolongkan sebagai aliran turbulen.

- **Minor head loss**, merupakan kerugian energi yang diakibatkan karena pintu masuk, fitting, perubahan luasan, dsb. Rumu untuk *minor head loss*^[11]:

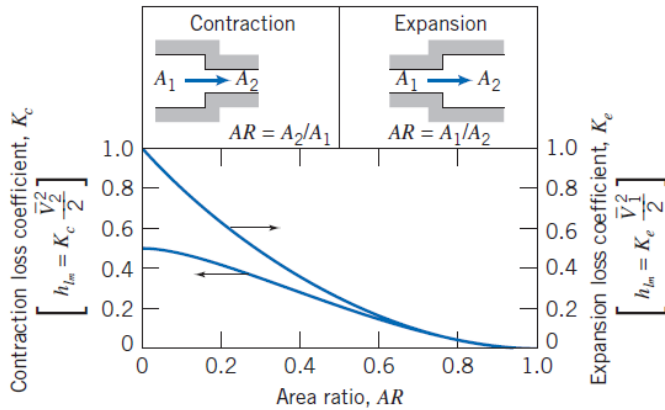
$$h_{lm} = K \frac{v^2}{2} \quad (2.12)$$

dimana h_{lm} : *minor head loss*
 K : *loss coefficient*

Berikut ini adalah penjelasan tentang fenomena yang dapat menimbulkan *minor head loss*:

➤ *Enlargements dan Contractions*^[11]

Losses ini terjadi karena adanya perubahan area penampang (membesar ataupun mengecil) secara tiba-tiba. Untuk mengetahui besarnya koefisien headloss minor, dapat dilihat pada gambar 2.19.



Gambar 2. 18 Loss coefficient untuk aliran melalui perubahan sudden area^[11]

Losses yang diakibatkan oleh perubahan luas penampang, dapat diantisipasi dengan cara memasang *nozzle* maupun *difusser* diantara dua bagian dari pipa lurus yang terjadi luas perubahan penampang .

2.3.2 T-Junction

T-junction merupakan sambungan yang menghubungkan 3 buah pipa, dimana dua cabang aliran yang mendekat tegak lurus terhadap cabang aliran downstream (combining flow) atau dua cabang downstream tegak lurus terhadap cabang aliran yang mendekat (dividing flow) [12]. Perumusan dibawah ini diturunkan dengan menganggap $\delta_z = \delta_0$ untuk combining flow dan $\delta_a = \delta_d$ untuk dividing flow. Ketiga cabang memiliki luas penampang yang sama besar.

Dalam kasus combining flow , coefficient of losses didefinisikan dalam fungsi kecepatan head dari cabang aliran downstream dengan persamaan sebagai berikut :

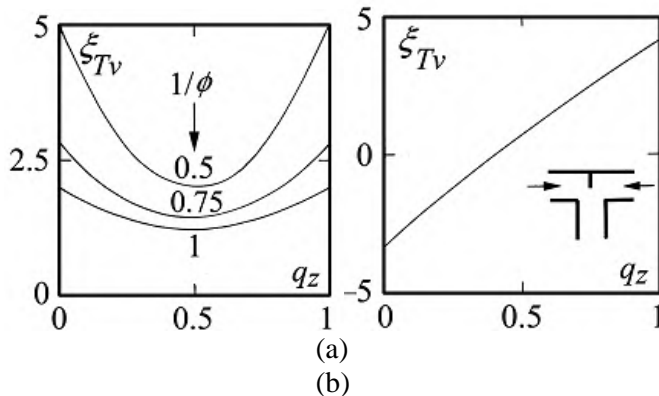
$$\xi_{tv} = \frac{\Delta H_{Tv}}{\left(\frac{V^2}{2g}\right)}$$

(2.13)

Dimana :

- ΔH_{Tv} = selisih head antara *Approach Flow* dan *Downstream Flow*
- V = Kecepatan head
- ξ_{tv} = Coefficient of Losses

Berdasarkan hasil eksperimen, nilai *coefficient of losses* dalam fungsi debit aliran ditunjukkan pada grafik berikut :



Gambar 2.19 Coefficient of Losses kasus combining flow pada T-junction (a) dengan tanpa dinding pemisah. (b) dengan dinding pemisah ^[12]

Sumbu horisontal pada grafik merupakan discharge ratio (q_z) yang dirumuskan dengan persamaan

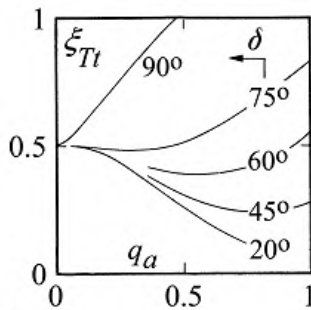
$$q_z = \frac{Q_z}{Q_u} \quad (2.14)$$

Dimana

Q_z = Debit aliran *approach branches*

Q_u = Debit aliran *downstream branches*

Sementara pada kasus dividing flow, coefficient of losses ditunjukkan pada grafik berikut:



Gambar 2.20 Coefficient of losses pada dividing flow ^[12]

2.3.3 Akumulator Hidrolik

Akumulator hidrolik merupakan salah satu alat peredam kejut (*shock absorber*). Namun, alat ini juga dapat digunakan

sebagai penyimpan energi dengan menggunakan gas bertekanan (*compressed gas*). Tipe-tipe pada akumulator:

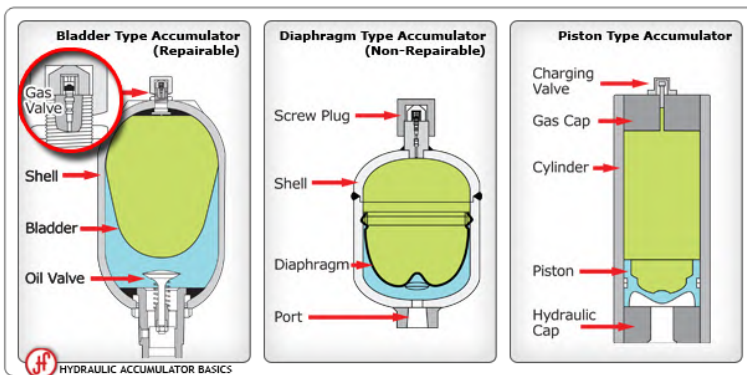
- *Tower*
- *Raised weight*
- *Compressed gas: bladder, diaphragm, piston, metal bellow*
- *Spring*

Tabel 2. 4 Karakteristik untuk tipe-tipe akumulator^[13]

	Diaphragm accu. welded	Diaphragm accu. screwed	Bladder accumulator	Piston accumulator
Size [l]	0.2 – 4	0.1 – 10	0.2 – 450	0.5 – 2500
Max. pressure [bar]	250 (350)	750	1000	1000
Flow rate [l/s]	< 150	< 150	< 140	< 400
Max pressure ratio	1 : (6...8)	1 : 10	1 : 4	1 : ∞
Cost per volume [€/l]	Sangat rendah	Rendah hingga mendekati rata-rata	Rendah hingga tinggi (tergantung pada ukuran akumulator)	Rata-rata hingga tinggi
Response	Sangat bagus	Sangat bagus	Sangat bagus	Bagus

characteristic				
Cocok untuk	sistem suspensi, denyut redaman	akumulator dengan ukuran kecil dan sedang dengan tekanan operasi yang tinggi.	mengimbangi puncak daya,	Rasio tekanan dan laju aliran yang tinggi,

Pada umumnya, sistem hidrolik menggunakan akumulator tipe *compressed gas: diaphragm*. Akumulator diafragma biasanya digunakan dalam suspensi hydropneumatic karena (seperti yang ada pada table (2.4) akumulator tipe ini mempunyai rasio tekanan baik dalam kombinasi dengan yang terbaik biaya / volume ratio, terutama ketika versi dilas digunakan.



Gambar 2. 21 Compressed Gas Accumulator

Akumulator dapat digunakan pada beberapa situasi, diantaranya:

- ***Emergency and safety***: akumulator terus menerus berada di bawah tekanan saat terjadi kegagalan daya listrik karena dapat memberikan aliran dan tekanan untuk melakukan fungsi tambahan atau menyelesaikan siklus mesin.
- ***Shock or pulsation damping***: akumulator dapat digunakan untuk meredam lonjakan tekanan dari ujung *sudden valve*, denyutan dari pompa atau reaksi beban dari *sudden movement*, bagian yang terhubung ke silinder hidrolik.
- ***Leakage compensation***: akumulator dapat digunakan untuk dapat digunakan untuk mempertahankan tekanan dan mengganti cairan yang hilang akibat kebocoran internal pada komponen sistem termasuk silinder dan katup.
- ***Thermal expansion***: akumulator dapat menyerap perbedaan tekanan yang disebabkan oleh variasi suhu dalam sistem hidrolik tertutup.

Rumus yang digunakan untuk akumulator hidrolik ^[12]:

- Sebagai *spring*

$$p = p_0 \left[\frac{V_0}{V_0 - (A_{\text{relatif}})x} \right]^n \quad (2.15)$$

- Sebagai *dampner*

$$p = p_0 \quad (2.16)$$

dimana

p	: tekanan pada akumulator
p ₀	: tekanan awal pada akumulator
V ₀	: volume awal pada akumulator
x	: perpindahan dari piston pada silinder

hidrolik

n	: <i>polytrophic gas index</i>
A _{relatif}	: luas pada silinder hidrolik

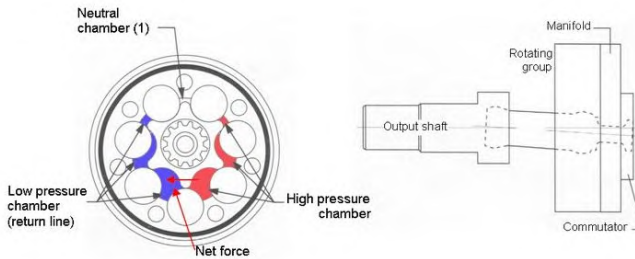
*saat kompresi ($A = \text{luasan ruang rod piston} - \text{luasan ruang permukaan piston}$) dan sebaliknya untuk ekspansi.

2.3.4 Motor Hidrolik

Motor hidrolik adalah sebuah aktuator mekanik yang mengkonversi aliran dan tekanan hidrolik menjadi torsi atau tenaga putaran. Alat ini menjadi satu bagian dari sebuah sistem hidrolik selain silinder hidrolik. Motor hidrolik berkebalikan fungsi dengan pompa hidrolik. Jika pompa hidrolik berfungsi untuk menghasilkan tekanan dan aliran tertentu pada suatu sistem hidrolik, maka motor hidrolik bertugas mengkonversi kembali tekanan hidrolik menjadi tenaga putar. Motor hidrolik dapat berkerja pada dua arah putaran motor sesuai dengan kebutuhan penggunaan. Pada tugas akhir ini motor hidrolik yang digunakan dalam pemodelan adalah motor geroler yang terdapat pada gambar dibawah ini .



Gambar 2.22 Motor hidrolik geroler



Gambar 2.23 Konstruksi motor hidrolik geroler

Perhitungan kecepatan putar dan torsi motor hidrolik dilakukan dengan persamaan berikut ^[6]:

$$\omega = \frac{Q_m \eta_v}{q} \quad (2.17)$$

$$T_m = \Delta p_m q \eta_m \quad (2.18)$$

dimana ω : kecepatan putaran motor hidrolik (rad/s)

T_m : torsi motor hidrolik (N.m)

Q_m : debit aliran fluida yang masuk ke motor hidrolik (m³/s)

q : perpindahan motor hidrolik (cc/rev)

p_m : tekanan pada motor hidrolik (Pa)

η_v : efisiensi volumetrik

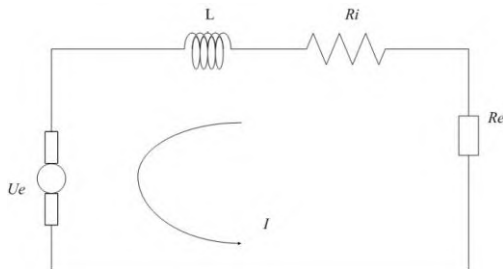
η_m : efisiensi mekanik

2.4 Generator

Generator merupakan alat yang dapat merubah energi mekanik menjadi energi listrik biasanya menggunakan induksi elektromagnetik. Sebagaimana generator listrik bekerja, prinsipnya berkebalikan dengan motor listrik. Berdasarkan arus yang dihasilkan. Generator dapat dibedakan menjadi dua macam, yaitu

generator AC dan generator DC. Generator AC menghasilkan arus bolak-balik (AC) dan generator DC menghasilkan arus searah (DC).

- Generator AC, bagian utama terdiri atas: **magnet permanen (tetap), kumparan (solenoida), cincin geser, dan sikat**. Pada generator, perubahan garis gaya magnet diperoleh dengan cara memutar kumparan di dalam medan magnet permanen. Karena dihubungkan dengan cincin geser, perputaran kumparan menimbulkan GGL induksi AC. Oleh karena itu, arus induksi yang ditimbulkan berupa arus AC.
- Generator DC, terdiri dua bagian, yaitu **stator**, yaitu bagian mesin DC yang diam/tidak bergerak, dan bagian **rotor**, yaitu bagian mesin DC yang berputar. **Bagian stator** terdiri dari: **rangka motor, belitan stator, sikat arang, bearing dan terminal box**. Sedangkan **bagian rotor** terdiri dari: **komutator, belitan rotor, kipas rotor dan poros rotor**. Prinsip kerja generator DC sama dengan generator AC. Namun, pada generator DC arah arus induksinya tidak berubah. Hal ini disebabkan cincin yang digunakan pada generator DC berupa **cincin belah (komutator)**.



Gambar 2. 26 Skema RL Circuit untuk Generator^[6].

Persamaan elektrik pada generator dengan menggunakan *Kirchhoff's voltage law*:

$$(R_e + R_i)I + L \frac{dI}{dt} = V_e \quad (2.19)$$

$$\text{dengan, } V_e = 2NBla\dot{\theta} = k_v\omega \quad (2.20)$$

karena induktansi diabaikan, maka persamaan tersebut menjadi:

$$(R_e + R_i)I + L \cancel{\frac{dI}{dt}} = V_e$$

sehingga persamaan menjadi:

$$(R_e + R_i)I = k_v\omega$$

$$I = \frac{k_v}{R_{tot}}\omega \quad (2.21)$$

dimana V_e : *electromotive voltage* (Volt)

L : induktansi internal (Henries)

I : arus (Ampere)

k_v : *voltage coefficient* (V.s/rad)

Rumus torsi elektrik pada generator:

$$T_e = F_e a$$

$$T_e = NBlaI = k_t I \quad (2.22)$$

dimana T_e : torsi elektrik (N.m)

N : jumlah lilitan

B : induksi magnetik (Tesla)

l : panjang kumparan (m)

a : jarak kepada kawat (m)

k_t : koefisien torsi elektrik (N.m /Ampere)

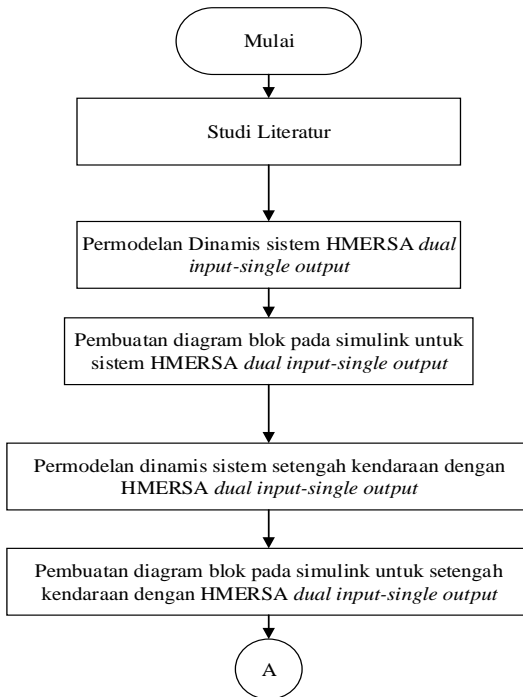
“Halaman ini sengaja dikosongkan”

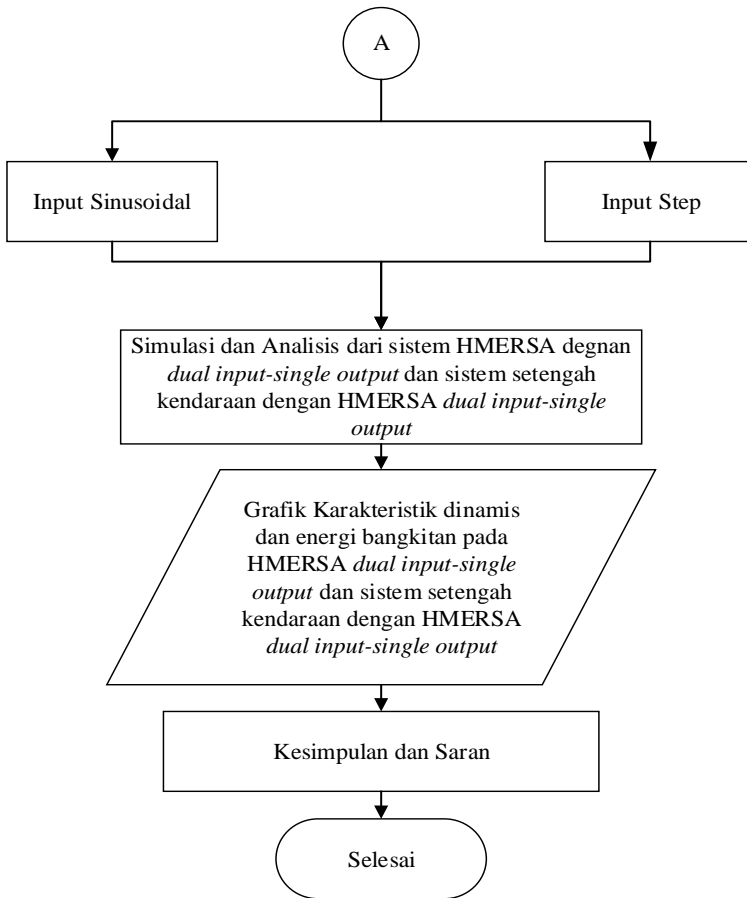
BAB III

METODOLOGI

3.1 Metodologi Penelitian

Penulisan tugas akhir ini dilakukan untuk mengetahui respon dinamis berupa perpindahan, kecepatan, dan percepatan terhadap sistem *Hydro-Magneto-Electric Regenerative Shock Absorber* (HMERSA) dengan *dual input-single output*. Dalam proses analisis dilakukan beberapa langkah yang ditunjukkan oleh diagram alir pada gambar 3.1.





Gambar 3.1 Diagram alir penyelesaian tugas akhir.

Metode pelaksanaan tugas akhir ini secara umum ditunjukkan pada gambar 3.1, dimulai dari studi literatur mengenai HMERSA *dual input-single output* dan akumulator hidrolik. Selanjutnya dilanjutkan dengan pemodelan fisik dan dinamis untuk sistem HMERSA *dual input-single output*. Kemudian membuat persamaan gerak dari sistem tersebut. Langkah selanjutnya adalah

membuat blok diagram pada MATLAB Simulink. Dan dari Simulink tersebut, didapatkan grafik karakteristik gaya redaman dan energi dari sistem HMERSA *dual input-single output*. Untuk selanjutnya, sistem HMERSA *dual input-single output* dipasang pada setengah kendaraan dengan langkah yang sama, yaitu pertama dengan membuat model fisik dan dinamis. Dilanjutkan dengan membuat persamaan gerak. Kemudian membuat blok diagram dengan input *sinusoidal* dan *step*. Dari simulasi tersebut didapatkan grafik karakteristik dinamis dan energi bangkitan dari sistem setengah kendaraan dengan penambahan HMERSA *dual input-single output*. Setelah itu analisis grafik tersebut dan langkah terakhir, yaitu membuat kesimpulan berdasarkan hasil yang didapat dan memberikan saran untuk penelitian selanjutnya.

3.1.1 Tahap Studi Literatur

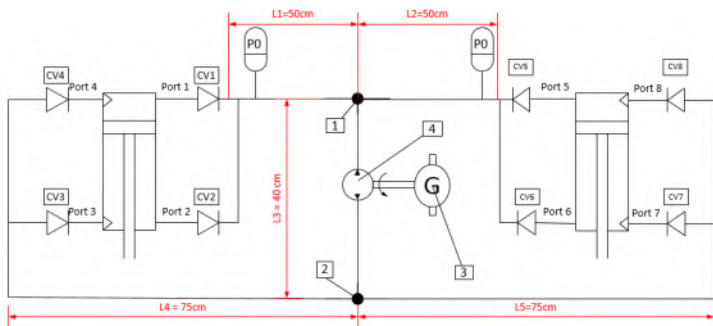
Dalam penulisan tugas akhir ini diperlukan refrensi-refrensi yang dapat menunjang dalam menganalisis sistem *Hydro-Magneto-Electric Regenerative Shock Absorber* (HMERSA) dengan *dual input-single output*. Oleh karena itu, dilakukan studi literatur untuk menambah wawasan, pengetahuan, dan landasan mengenai permasalahan yang akan dibahas. Adapun materi dari studi literatur yang mendukung dalam penulisan Tugas Akhir ini yaitu mekanika getaran dasar, pemodelan sistem dinamis, sistem hidrolik, akumulator hidrolik, serta pembuatan blok diagram pada MATLAB Simulink. Sedangkan studi lapangan yang dilakukan meliputi penentuan nilai parameter HMERSA *dual input-single output* yang digunakan dalam pemodelan dan simulasi sistem. Nilai parameter tersebut adalah berupa data teknis dari RSA yang meliputi dimensi dan massa sistem setengah kendaraan, komponen hidrolik berupa silinder hidrolik, pipa, akumulator hidrolik, motor hidrolik, dan generator elektromagnetik.

Referensi untuk studi literatur didapat dari buku, jurnal-jurnal ilmiah, maupun penelitian-penelitian terdahulu yang berkaitan. Sedangkan studi lapangan didapat dari data hasil penelitian oleh kelompok yang membuat perancangan alat terkait.

3.2 Permodelan dan Simulasi Sistem HMERSA Dual Input Single Output

3.2.1 Pemodelan Fisik Sistem HMERSA Dual Input Single Output

Dalam tugas akhir ini akan dianalisis karakteristik gaya redaman dan energi bangkitan dari sistem HMERSA dual input single output. Berikut pemodelan fisik sistem tersebut:

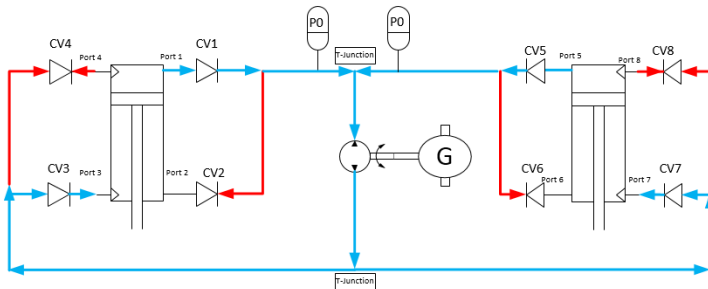


Gambar 3.2 Skema Sistem HMERSA dengan *dual input-single output*

Keterangan:

1. T-Junction 1
2. T-Junction 2
3. Generator
4. Motor Hidrolik

Berikut aliran fluida pada sistem HMERSA *dual input-single output* saat kondisi silinder hidrolik 1 dan 2 mengalami kompresi :

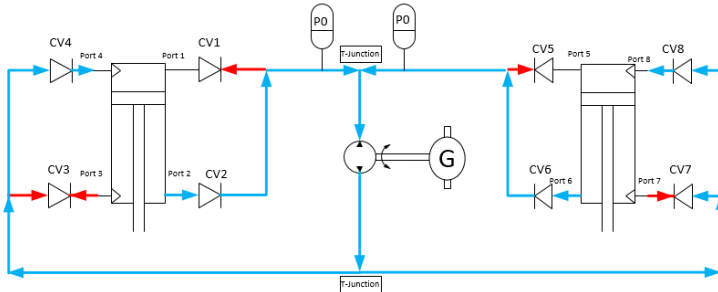


Gambar 3. 3 Aliran fluida saat piston silinder 1 dan 2 bergerak keatas (kompresi)

Pada saat piston silinder 1 bergerak keatas, maka fluida yang terdapat pada silinder hidrolik keluar melalui port 1 dan 4 menuju *check valve* CV1 dan CV4. Aliran fluida tertahan pada CV4 karena efek *check valve*, aliran fluida mengalir melalui CV1 masuk ke inlet T-junction. Sementara pada silinder 2, ketika piston bergerak ke atas, fluida pada silinder keluar melalui port 5 menuju CV5 lalu masuk pada inlet T-junction. Selanjutnya aliran fluida dari silinder 1 dan 2 akan bergabung pada *converging T-junction* lalu masuk pada inlet motor hidrolik. Aliran fluida yang masuk ke motor hidrolik menyebabkan motor hidrolik berputar dan putaran tersebut diteruskan ke generator melalui shaft. Selanjutnya, aliran fluida keluar melalui outlet motor hidrolik menuju *diverging T-junction*. Pada outlet *diverging T-Junction* fluida akan berpisah dan mengalir menuju silinder 1 dan 2. Aliran fluida yang menuju silinder 1 akan melewati CV3 lalu memasuki silinder melalui port 3. Fluida tidak dapat melalui CV 4 dikarenakan tekanan pada port 4 lebih tinggi dibandingkan tekanan fluida yang menuju silinder 1. Demikian pula pada aliran fluida yang mengalir menuju silinder 2 fluida akan melewati CV 7, kemudian memasuki silinder melalui port 7. Aliran fluida hanya melewati akumulator dikarenakan akumulator berfungsi sebagai *dampener* dan penyetabil tekanan pada sistem. Pada saat tekanan pada pipa lebih besar dari tekanan awal

pada akumulator, maka tekanan tersebut akan disimpan di dalam akumulator. Namun, jika tekanan pada pipa lebih kecil maka akumulator akan memberikan tekanan pada pipa hingga sistem tersebut dalam kondisi stabil.

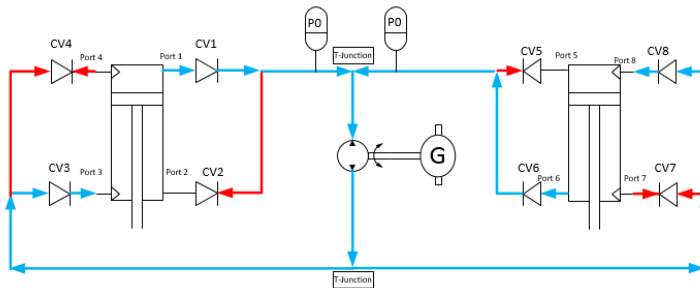
Berikut aliran fluida pada sistem HMERSA *dual input-single output* saat kondisi silinder 1 dan 2 mengalami ekspansi :



Gambar 3.4 Aliran fluida saat piston silinder 1 dan 2 bergerak kebawah (ekspansi)

Pada saat piston silinder 1 bergerak kebawah, maka fluida yang terdapat pada silinder hidrolik keluar melalui port 2 dan 3 menuju *check valve* CV2 dan CV3. Aliran fluida tertahan pada CV4 karena efek dari *check valve* tersebut, aliran fluida mengalir melalui CV2 lalu masuk ke inlet T-junction. Sementara pada silinder 2, ketika piston bergerak ke bawah, fluida pada silinder keluar melalui port 6 menuju CV6 lalu masuk pada inlet T-junction. Selanjutnya aliran fluida dari silinder 1 dan 2 akan bergabung pada *converging T-junction* lalu masuk pada inlet motor hidrolik. Aliran fluida yang masuk ke motor hidrolik menyebabkan motor hidrolik berputar dan putaran tersebut diteruskan ke generator melalui shaft. Selanjutnya, aliran fluida keluar melalui outlet motor hidrolik menuju *diverging T-junction*. Pada outlet diverging T-Junction fluida akan berpisah dan mengalir menuju silinder 1 dan 2. Aliran fluida yang menuju silinder 1 akan

melewati CV4 lalu memasuki silinder melalui port 4. Fluida tidak dapat melalui CV4 dikarenakan tekanan pada port 4 lebih tinggi dibandingkan tekanan fluida yang menuju silinder 1. Demikian pula pada aliran fluida yang mengalir menuju silinder 2 fluida akan melewati CV8, kemudian memasuki silinder melalui port 8. Berikut aliran fluida pada sistem HMERSA *dual input-single output* saat kondisi silinder 1 mengalami kompresi dan silinder 2 mengalami ekspansi :



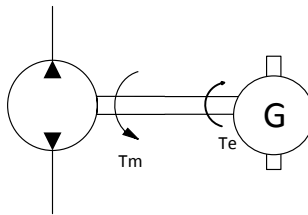
Gambar 3.5 Aliran fluida saat piston silinder 1 dan 2 bergerak kebawah (ekspansi).

Pada saat piston silinder 1 bergerak keatas, maka fluida yang terdapat pada silinder hidrolik keluar melalui port 1 dan 4 menuju *check valve* CV1 dan CV4. Aliran fluida tertahan pada CV4 karena efek dari *check valve* tersebut, aliran fluida mengalir melalui CV1 lalu masuk ke inlet T-junction. Sementara pada silinder 2, ketika piston bergerak ke bawah, fluida pada silinder keluar melalui port 6 menuju CV6 lalu masuk pada inlet T-junction. Selanjutnya aliran fluida dari silinder 1 dan 2 akan bergabung pada *converging T-junction* lalu masuk pada inlet motor hidrolik. Aliran fluida yang masuk ke motor hidrolik menyebabkan motor hidrolik berputar dan putaran tersebut diteruskan ke generator melalui shaft. Selanjutnya, aliran fluida keluar melalui outlet motor hidrolik menuju *diverging T-junction*. Pada outlet *diverging T-Junction* fluida akan berpisah dan mengalir menuju

silinder 1 dan 2. Aliran fluida yang menuju silinder 1 akan melewati CV3 lalu memasuki silinder melalui port 3. Fluida tidak dapat melalui CV4 dikarenakan tekanan pada port 4 lebih tinggi dibandingkan tekanan fluida yang menuju silinder 1. Demikian pula pada aliran fluida yang mengalir menuju silinder 2 fluida akan melewati CV8, kemudian memasuki silinder melalui port 8.

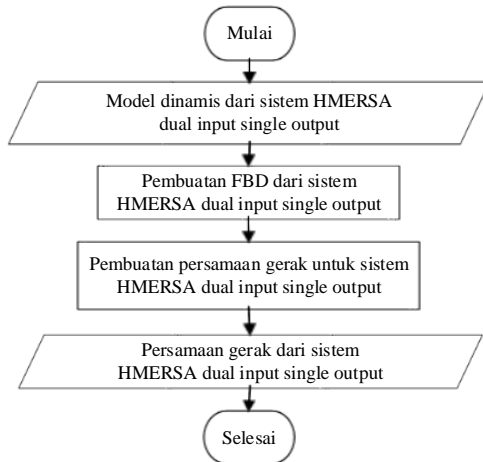
3.2.2 Permodelan dinamis dan Pembuatan Persamaan dari Sistem HMERSA

Permodelan dinamis untuk sistem HMERSA dengan *dual input-single output* meliputi motor hidrolidan generator elektromagnetik



Gambar 3. 6 Permodelan dinamis sistem HMERSA dual input single output

Setelah didapatkan model dinamis, maka selanjutnya membuat persamaan gerak dari sistem tersebut. Secara garis besar proses pembuatan persamaan gerak dapat ditransformasikan menjadi diagram alir pada gambar 3.6.



Gambar 3.7 Diagram alir proses pembuatan persamaan gerak dari sistem HMERSA *dual input single output*.

3.2.3 Pembuatan Blok Simulasi Sistem HMERSA

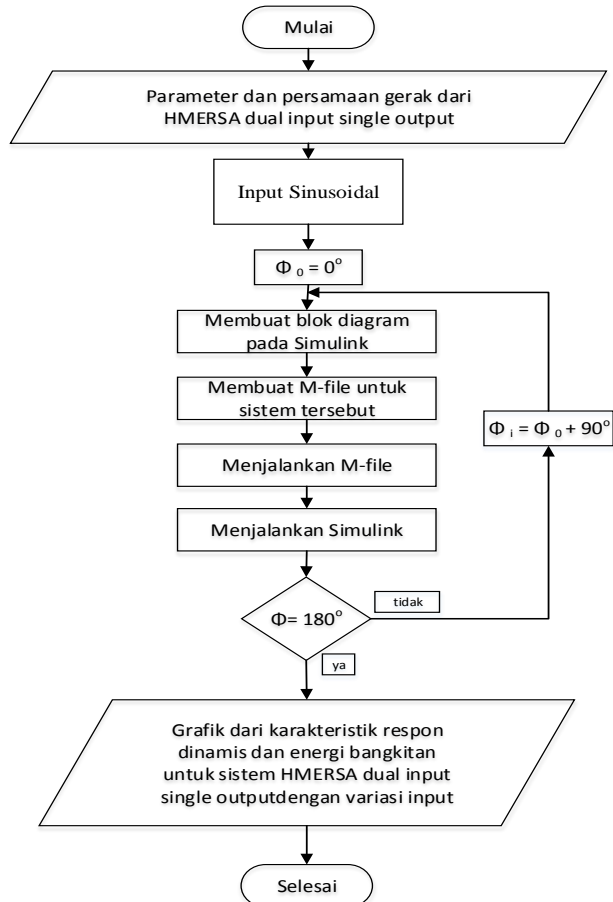
Setelah mendapatkan persamaan gerak dari sistem, langkah selanjutnya yaitu membuat blok simulasi. Berikut parameter yang digunakan untuk simulasi sistem HMERSA:

Tabel 3. 1 Parameter untuk sistem HMERSA [6]

Parameter	Nilai
diameter batang piston (d)	2 cm
diameter silinder hidrolik (D)	5 cm
diameter pipa (d_{tube})	0.9 cm
massa jenis fluida (ρ)	860 kg/m ³

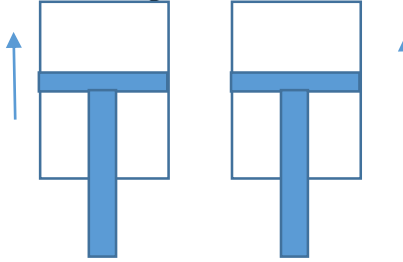
viskositas kinematik fluida (ν) (ISO VG 10)	10 mm ² /s
panjang pipa 1 (L_1)	0,5 m
panjang pipa 2 (L_2)	0,5 m
panjang pipa 2 (L_3)	0,4 m
panjang pipa 2 (L_4)	0,75 m
panjang pipa 2 (L_5)	0,75 m
efisiensi volumetric (η_v)	0.7
efisiensi mekanik (η_m)	0.8
perpindahan motor hidrolik (q)	50 cc/rev
Voltage coefficient (k_v)	0.434 Vs/rad
Torque coefficient (k_t)	0.434 Nm/A
Hambatan internal generator	10 ohm
Hambatan eksternal	15 ohm

Proses pembuatan blok diagram pada Simulink dijelaskan berupa diagram alir pada gambar 3.7. Dalam simulasi ini diberikan variasi input pada HMERSA berupa sinosoidal input . Untuk sinosoidal input, akan disimulasikan respon HMERSA ketika terdapat beda fase Φ antara silinder hidrolik 1 dan 2.

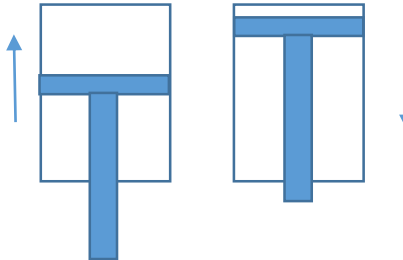


Gambar 3.8 Diagram alir proses pembuatan blok diagram Simulink dari sistem HMERSA *dual input-single output*.

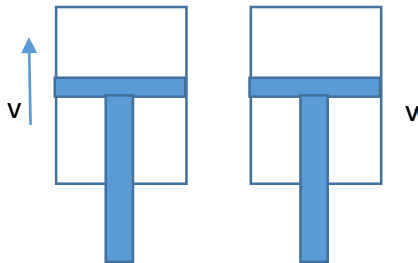
Ilustrasi posisi silinder dengan beda fase 0° , 90° , dan 180° .



Gambar 3.9 Ilustrasi posisi silinder pada beda fase 0°



Gambar 3.10 Ilustrasi posisi silinder pada beda fase 90°

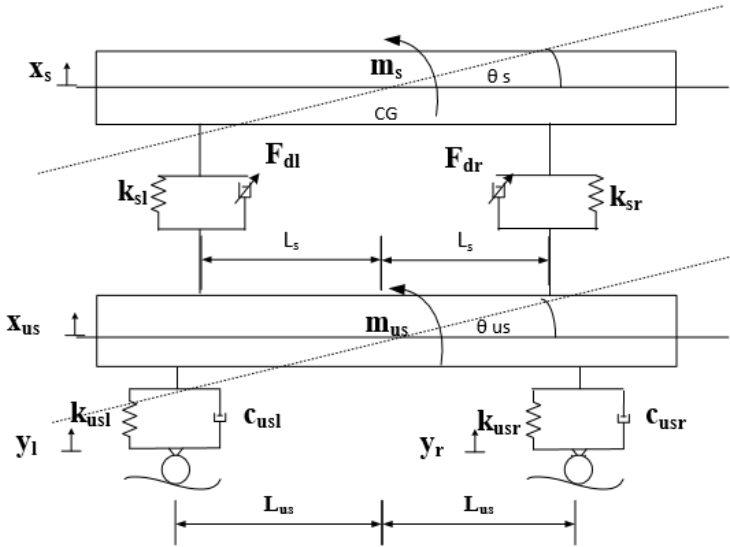


Gambar 3.11 Ilustrasi posisi silinder pada beda fase 180°

3.3 Pemodelan dan Simulasi Sistem Setengah Kendaraan dengan HMERSA *dual-input single output*.

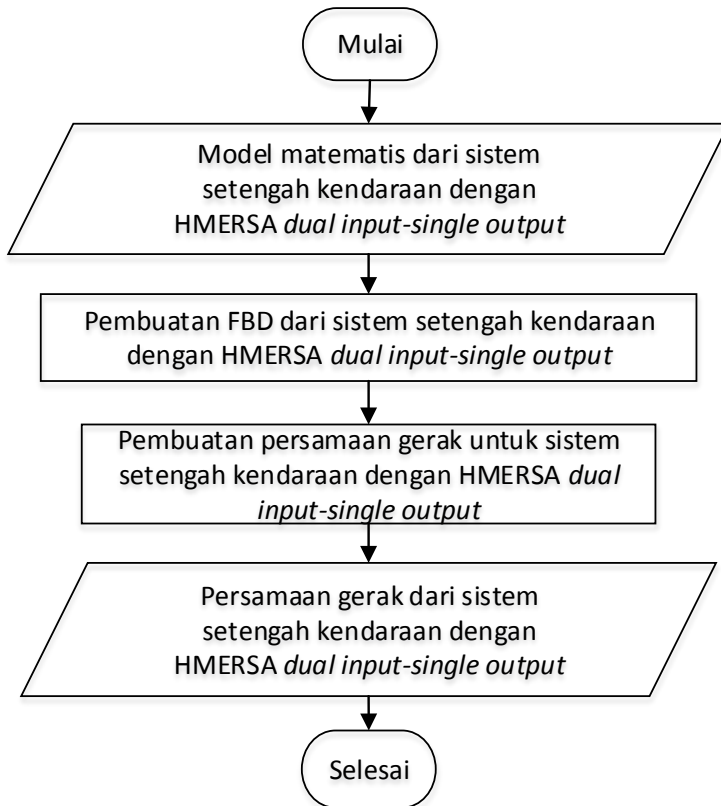
3.3.1 Pemodelan dinamis dan Pembuatan Persamaan dari Sistem Setengah Kendaraan dengan HMERSA *Dual Input-Single Output*.

Pemodelan dinamis yang digunakan dalam tugas akhir ini adalah pemodelan setengah kendaraan dengan empat derajat kebebasan (4 DOF) dan satu derajat kebebasan (1 DOF) untuk pemodelan HMERSA *dual input-single output*. Pemodelan dinamis *half car* meliputi 4 DOF yaitu pada m_{us} (massa roda bagian belakang), dan m_s (massa bodi kendaraan). Pemodelan dinamis HMERSA *dual input-single output* (seperti pada gambar 3.5) meliputi tabung hidrolik beserta akumulator, motor hidrolik, dan generator elektromagnetik, dimana sistem tersebut memiliki 1 DOF, yaitu terdiri putaran motor hidrolik. Pada model setengah kendaraan seperti pada gambar 3.10, HMERSA dual input-single output terletak diantara unsprung mass (m_s) dan sprung mass (m_{us}), serta menghasilkan gaya redam sebesar F_{dl} pada silinder bagian kiri dan sebesar F_{dr} pada silinder bagian kanan.



Gambar 3.9 Permodelan dinamis sistem setengah kendaraan dengan HMERSA *dual input-single output* .

Setelah didapatkan model dinamis, maka selanjutnya membuat persamaan gerak dari sistem tersebut. Secara garis besar proses pembuatan persamaan gerak dapat ditransformasikan menjadi diagram alir pada gambar 3.9.



Gambar 3.10 Diagram alir proses pembuatan persamaan gerak dari sistem HMERSA *dual input-single output* untuk half car model.

3.3.2 Pembuatan Blok Simulasi Sistem Setengah Kendaraan dengan HMERSA Dual Input Single Output

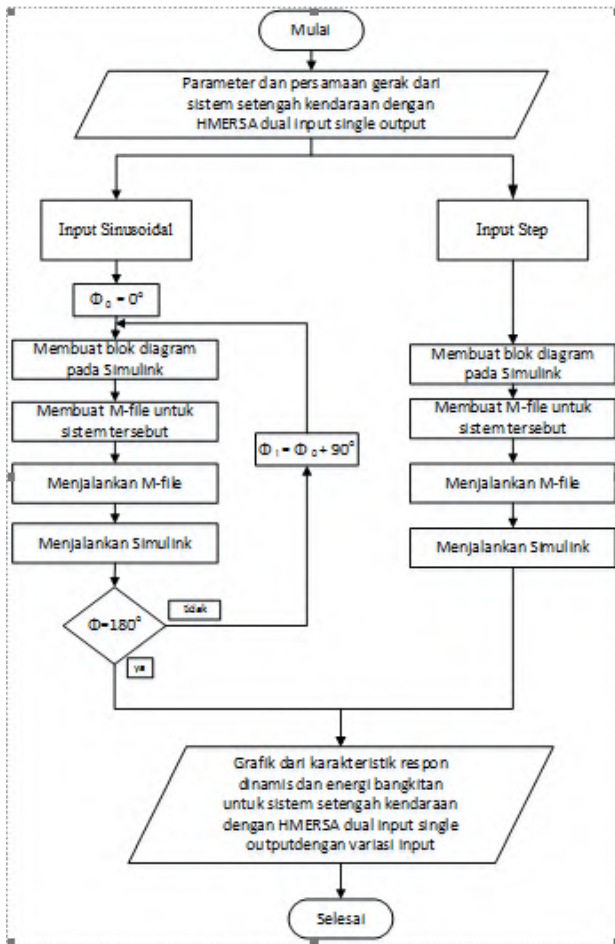
Setelah mendapatkan persamaan gerak dari sistem, langkah selanjutnya yaitu membuat blok simulasi. Parameter yang digunakan untuk setengah kendaraan, yaitu parameter dari mobil multiguna pedesaan (GEA) . Parameter yang digunakan untuk simulasi sistem setengah kendaraan dengan HMERSA *dual input-single output* ada pada table 3.2.

Tabel 3. 2 Parameter untuk sistem setengah kendaraan. [15]

Spesifikasi Mobil Multiguna Pedesaan model Pick-Up	
Dimensi Kendaraan	
Jarak roda kiri dan kanan	1.47 m
Jarak shock absorber kiri dan kanan	1.27 m
Jarak sumbu roda depan dan belakang	2.59 m
Jarak roda depan ke CG	1.09 m
Jarak roda belakang ke CG	1.5 m
Data Suspensi	
Kekakuan pegas belakang	43645.94 N/m
Konstanta peredam belakang	3500 N/m.s
Berat	
Massa muatan penuh	1500 kg
Massa depan	631.27 kg
Massa belakang	868.73 kg
Massa muatan kosong	910 kg
Muatan maksimal	590 kg
Momen inersia body (I_{xx})	1582.7 kg.m ²
Ban (P 135/60 R13)	
Jenis	Radial

Massa ban(m_1, m_2) (<i>Asumsi</i>)	50 kg
Kekakuan ban	236408 N/m
Koefisien redaman ban	4090 Ns/m
Momen inersia unsprung (J_{us})	19.34 kg.m ²

Proses pembuatan blok diagram pada Simulink dijelaskan berupa diagram alir pada gambar 3.11. Input yang digunakan yaitu input sinusoidal untuk jalan lurus dan input step untuk mewakili gaya yang diterima ban kendaraan saat belok .



Gambar 3.11 Diagram alir proses pembuatan blok diagram Simulink dari sistem setengah kendaraan dengan HMERSA *dual input-single output*.

3.3.3 Analisis Grafik Sistem Setengah Kendaraan dengan HMERSA Dual Input Single Output.

Dari simulasi sistem setengah kendaraan, akan didapatkan respon dinamis, berupa perpindahan, kecepatan, maupun percepatan dari input *sinudoidal* dan juga *step* . Selain itu, didapatkan juga grafik dari energi bangkitan pada sistem tersebut.

Grafik-grafik tersebut dianalisis. Selain dapat menghasilkan energi listrik, diharapkan HMERSA *dual input-single output* ini tetap menghasilkan kenyamanan berkendara yang baik pada kendaraan. Sehingga dilakukan evaluasi untuk sistem HMERSA *dual input-single output* pada setengah kendaraan. Setelah itu mengambil kesimpulan dari hasil analisis dan evaluasi yang telah dilakukan.

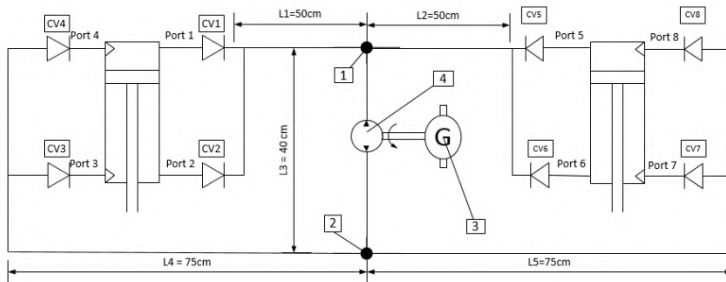
“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB IV

PEMODELAN SISTEM

4.1 Pemodelan Dinamis Sistem HMERSA dengan dual input-single output

Sistem HMERSA dengan dual input-single output menggunakan mekanisme hidrolik dengan adanya penambahan akumulator. Aliran fluida dari kedua silinder kemudian akan dihubungkan dengan motor hidrolik. Dari motor hidrolik selanjutnya akan dihubungkan pada generator.



Gambar 4.1 Skema Sistem HMERSA dengan *dual input-single output*

Keterangan:

1. T-Junction 1
2. T-Junction 2
3. Generator
4. Motor Hidrolik

4.2 Penurunan Persamaan Pada Sistem Hidrolik HMERSA Dual Input-Single Output

Penurunan persamaan gaya redam pada silinder hidrolik :

Pada saat kompresi

$$F_d = P_u A_u - P_l A_l \quad (4.1)$$

Pada saat ekspansi

$$F_d = P_l A_l - P_u A_u \quad (4.2)$$

Dimana

P_u = Tekanan pada permukaan atas silinder hidrolik

P_l = Tekanan pada permukaan bawah silinder hidrolik

Pada penelitian ini digunakan dua silinder yang identik, sehingga penurunan persamaan gaya redam pada kedua silinder sama.

4.2.1 Head Loss akibat perpindahan fluida dari silinder hidrolik menuju pipa

Pada saat aliran fluida berpindah dari *upper section* silinder hidrolik 1 menuju ke pipa, terjadi *headlosses* akibat adanya perbedaan luasan penampang. Demikian pula saat fluida kembali masuk menuju *lower section* silinder hidrolik. Penurunan tekanan akibat perbedaan luasan *upper section* silinder dan pipa adalah sebagai berikut :

1. Gaya redam pada silinder hidrolik 1

$$\Delta p_{s1} = \frac{\rho(C_{in}+C_{out})}{2} v^2 \quad (4.3)$$

2. Gaya redam pada silinder hidrolik 2

$$\Delta p_{s2} = \frac{\rho(C_{in}+C_{out})}{2} v^2 \quad (4.4)$$

Dimana :

A_1 = Luas permukaan atas silinder

A_2 = Luas permukaan bawah silinder

v_1 = kecepatan piston silinder 1

v_2 = kecepatan piston silinder 2

ρ = massa jenis fluida

C_{out} = koefisien losses pada *enlargement*

C_{in} = koefisien losses pada *contraction*

4.2.2 Head Loss Akibat Check Valve

Saat aliran fluida melewati check valve akan terjadi minor headloss. Dalam siklus kompresi dan ekspansi, aliran akan melewati dua check valve. Headloss yang dialami saat melewati check valve untuk masing-masing adalah sebagai berikut :

Pada silinder hidrolik 1:

$$\Delta p_{cv1} = \frac{\rho C_d}{2} v^2 \quad (4.5)$$

Pada silinder hidrolik 2:

$$\Delta p_{cv2} = \frac{\rho C_d}{2} v^2 \quad (4.6)$$

Dimana :

C_d = Coefficient of discharge pada *check valve*

v = Kecepatan aliran pada pipa

4.2.3 Headloss Pada Converging T-Junction

Ketika fluida melewati T-Junction akan terjadi headloss minor. Besar headloss yang terjadi dapat dihitung dengan persamaan (2.19) dan nilai koefisien headloss dapat diambil dari grafik pada gambar (2.20) dengan mengasumsikan kecepatan fluida pada kedua inlet T-junction sama besar. Besar penurunan tekanan pada T-Junction yang terjadi adalah sebagai berikut :

Pada silinder hidrolik 1:

$$\Delta p_{tc} = \frac{\rho K_{tc}}{2} v^2 \quad (4.7)$$

Pada silinder hidrolik 2:

$$\Delta p_{tc} = \frac{\rho K_{tc}}{2} v^2 \quad (4.8)$$

Dimana :

K_{tc} = Koefisien losses pada *converging T-junction*

v = Kecepatan aliran pada pipa

4.2.4 Headloss Pada Motor Hidrolik dan Generator

Pada sistem ini poros output motor hidrolik terhubung dengan poros generator. Momen inersia motor hidrolik dan generator diabaikan. Dengan mengasumsikan poros kaku, defleksi pada poros dapat diabaikan, hubungan torsi elektrik generator dan torsi mekanik motor hidrolik adalah sebagai berikut

$$T_e = T_m \quad (4.9)$$

substitusi dengan persamaan T_m yang telah dijelaskan pada persamaan (2.18), sehingga persamaan di atas menjadi:

$$T_e = \frac{\Delta p_m q \eta_m}{2\pi} \quad (4.10)$$

Pada rangkaian listrik generator, tegangan dan torsi elektrik yang dihasilkan dirumuskan sebagai berikut

$$V_e = k_v \omega \quad (4.11)$$

$$T_e = k_t I \quad (4.12)$$

$$I = \frac{V_e}{R} \quad (4.13)$$

Dimana:

K_v = back emf coefficient

K_T = torque coefficient

ω = kecepatan putaran motor hidrolik

R = hambatan eksternal generator

Dengan menggabungkan ketiga persamaan diatas dan mensubstitusikan nilai T_e ke persamaan (4.12) diperoleh perbedaan tekanan antara outlet dan inlet motor hidrolik adalah sebagai berikut

$$\Delta p_m = \left(\frac{4\pi^2 k_t k_v \eta_v r_v A_t}{q^2 R \eta_m} v_3 \right) \quad (4.14)$$

4.2.5 Headloss pada diverging T-junction

Ketika fluida melewati T-Junction akan terjadi headloss minor. Besar headloss yang terjadi dapat dihitung dengan persamaan (2.) dan nilai koefisien headloss dapat diambil dari grafik pada gambar (2) dengan mengasumsikan kecepatan fluida pada kedua outlet T-junction sama besar. Besar headloss yang terjadi adalah sebagai berikut :

Pada silinder hidrolik 1 :

$$\Delta p_{td} = \frac{\rho K_{td}}{2} v^2 \quad (4.15)$$

Pada silinder hidrolik 2 :

$$\Delta p_{td} = \frac{\rho K_{td}}{2} v^2 \quad (4.16)$$

Dimana :

K_{td} = Koeffisien losses pada *diverging T-junction*

v = Kecepatan fluida pada inlet *T-junction*

4.2.6 Major headloss pada pipa

1. Pada silinder 1

Pada silinder satu, dalam siklus kompresi ataupun ekspansi fluida akan mengalir sepanjang pipa L_1, L_3 , dan L_4 . Headloss major yang terjadi pada pipa dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\Delta p_{hM1} = \left(\frac{32v(L_1v_1 + L_2v_2 + L_3v_3 + L_4v_1)}{d_{tube}^2} \right) \quad (4.17)$$

2. Pada silinder 2

Pada silinder satu, dalam siklus kompresi ataupun ekspansi fluida akan mengalir sepanjang pipa L_2, L_3 , dan L_5 . Headloss major yang terjadi pada pipa dapat dirumuskan sebagai berikut

$$\Delta p_{hM2} = \left(\frac{32(L_1v_1 + L_2v_2 + L_3v_3 + L_4v_1)v}{d_{tube}^2} \right) \quad (4.18)$$

Dimana :

v = visikositas dinamis fluida

L = Panjang pipa

d_{tube} = Diameter pipa

4.2.7 Gaya Redam Total

Hubungan tekanan upper section dan lower section pada silinder hidrolik 1

- Pada saat kompresi

$$p_l = p_u - \Delta p_{s1} - \Delta p_{cv1} - \Delta p_{tc1} - \Delta p_m - \Delta p_{td1} - \Delta p_{hM1} \quad (4.19)$$

- Pada saat ekspansi

$$p_u = p_l - \Delta p_{s1} - \Delta p_{cv1} - \Delta p_{tc1} - \Delta p_m - \Delta p_{td1} - \Delta p_{hM1} \quad (4.20)$$

Hubungan tekanan upper section dan lower section pada silinder hidrolik 2

- Pada saat kompresi

$$p_l = p_u - \Delta p_{s2} - \Delta p_{cv2} - \Delta p_{tc2} - \Delta p_m - \Delta p_{td2} - \Delta p_{hM2} \quad (4.21)$$

- Pada saat ekspansi

$$p_u = p_l - \Delta p_{s2} - \Delta p_{cv2} - \Delta p_{tc2} - \Delta p_m - \Delta p_{td2} - \Delta p_{hM2} \quad (4.22)$$

Dengan menggabungkan persamaan 4.1 dan dengan persamaan 4.2 Diperoleh besar gaya redam pada silinder 1 untuk kasus kompresi dan ekspansi adalah sebagai berikut:

- Pada kasus kompresi

$$F_D = p_u(A_u - A_l) + (\Delta p_{s1} + \Delta p_{cv1} + \Delta p_{tc1} + \Delta p_{td1} + \Delta p_m + \Delta p_{hM1})A_l \quad (4.23)$$

- Pada kasus ekspansi

$$F_D = p_u(A_l - A_u) + (\Delta p_{s1} + \Delta p_{cv1} + \Delta p_{tc1} + \Delta p_{td1} + \Delta p_m + \Delta p_{hM1})A_u \quad (4.24)$$

Dengan menggabungkan persamaan 4.1 dan dengan persamaan 4.2 Diperoleh besar gaya redam pada silinder 2 untuk kasus kompresi dan ekspansi adalah sebagai berikut

- Pada kasus kompresi

$$F_D = p_u(A_u - A_l) + (\Delta p_{s2} + \Delta p_{cv2} + \Delta p_{tc2} + \Delta p_{td2} + \Delta p_m + \Delta p_{hM2})A_l \quad (4.25)$$

- Pada kasus ekspansi

$$F_D = p_u(A_l - A_u) + (\Delta p_{s2} + \Delta p_{cv2} + \Delta p_{tc2} + \Delta p_{td2} + \Delta p_m + \Delta p_{hM2})A_u \quad (4.26)$$

4.3 Daya Rodagkitan pada Generator

Tegangan output generator

Kecepatan putaran motor hidrolik dapat dirumuskan sebagai berikut

$$n = \frac{Q_m}{q} \eta_v \quad (4.27)$$

$$\omega = 2 \pi n = \frac{2 \pi A \eta_v}{q} \quad (4.28)$$

Dengan mensubstitusi nilai ω ke persamaan (4.13) diperoleh tengangan output generator

$$V_E = \frac{2\pi k_v \eta_v A_t}{q r_v} v_3 \quad (4.29)$$

Arus Listrik Yang Dihasilkan

Dengan mensubstitusi nilai I pada persamaan (4.15) ke persamaan (4.33) diperoleh arus yang dihasilkan :

$$I = \frac{2\pi k_v \eta_v A_t}{q R r_v} v_3 \quad (4.30)$$

Dimana :

q = displacement coefficient pada motor hidrolik

K_v = *back-emf coefficient*

K_t = *torque coefficient*

η_v = efisiensi volumetric motor hidrolik

R = beroda generator (ohm)

A_t = Luas permukaan pipa

v_3 = kecepatan fluida pada inlet motor hidrolik

Daya yang dihasilkan

Daya output generator dinyatakan dengan persamaan

$$P = V_e I \quad (4.31)$$

Dimana

V_e = Tegangan output generator

I = Arus listrik generator

Perhitungan Effisiensi Daya Yang Dihasilkan HMERSA Dual Input-Single Output

Dari energy getaran yang masuk ke system HMERSA tidak seluruhnya terkonversi menjadi energy listrik, sebagian besar energy hilang akibat losses pada aliran fluida. Perhitungan effisiensi daya listrik pada system HMERSA dual input-single output adalah sebagai berikut :

$$\eta = \frac{P}{P_{mec}} \quad (4.32)$$

$$\eta = \frac{P}{(F_{dl}\dot{x}_l + F_{dr}\dot{x}_r)} \quad (4.33)$$

Dimana :

η = Effisiensi HMERSA *dual input-single output*

P = Energi rodagkitan HMERSA *dual input-single output*

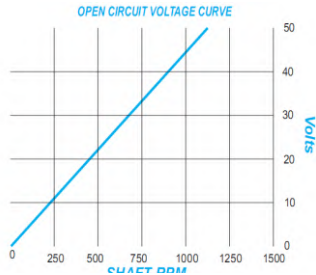
F_{dl} = Gaya redam silinder kiri

F_{dr} = Gaya redam silinder kanan

Spesifikasi Generator

Gambar 4.2 Generator Windstream #443541

Tipe	: Permanent Magnet DC Generator
Model	: Windstream # 443541
Kecepatan putar	: 0-5000 rpm
Arus	: 3 A (<i>Continuous duty</i>)
Rated voltage	: 50 V
Rated speed	: 1100 rpm
Weight	: 4.2 kg
Dimension	: 100 x 150 x 300 mm
K_v	: 0,434 Vs/rad
K_t	: 0,434 Nm/A



Gambar 4.3 Kurva tegangan terhadap kecepatan putaran generator

Spesifikasi motor hidrolik yang digunakan

Product : Geroller Hydraulic Motor

Type : Spool Valve

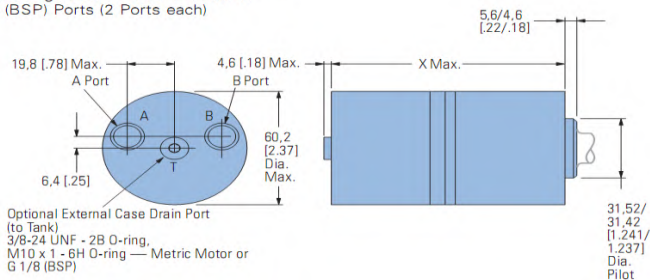
Series : J2 Series

Displacement : $49,2 \text{ cm}^3/\text{rev}$

Dimensi :

9/16 Inch End Port

9/16 -18 UNF - 2B O-Ring Ports, M14 x 1,5
- 6H O-Ring Ports — Metric Motor or
G 1/4 (BSP) Ports (2 Ports each)



Gambar 4.4 Dimensi Motor Hidrolik

Dimana $X_{\max} = 130$ mm untuk motor hidrolik tipe-J dengan displacement 49,7 cc/rev.

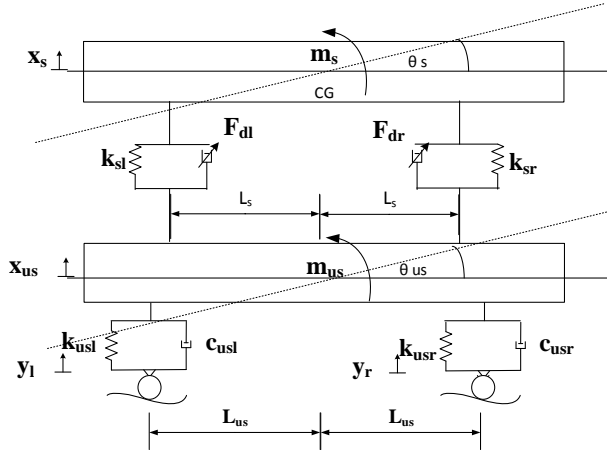
4.4 Permodelan Setengah kendaraan dengan penambahan HMERSA dual input-single output

Pada penelitian kali ini kendaraan yang digunakan merupakan kendaraan jenis SUV yaitu mobil multiguna pedesaan ITS. HMERSA dual input-single output akan dipasang pada bagian belakang dengan mempertimbangkan titik berat kendaraan yang terletak pada bagian belakang dan juga untuk memudahkan instalasi alat.



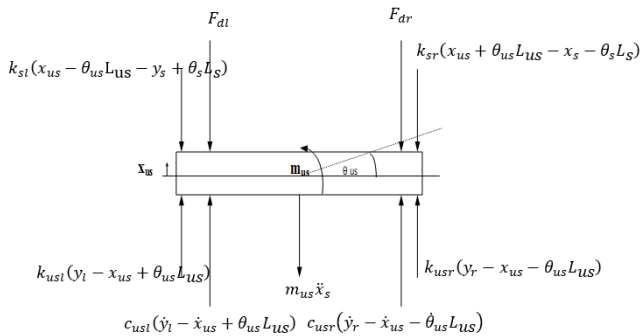
Gambar 4.4 Tampak bagian belakang mobil multiguna pedesaan ITS

Sistem setengah kendaraan dapat dimodelkan sebagai berikut :



Gambar 4.5 Pemodelan dinamis setengah kendaraan dengan HMERSA *dual input-single output*

Free body diagram unsprung mass



Gambar 4.6 Freebody diagram dari *unsprung mass*.

Persamaan matematis dari gambar 4.4

Untuk *unsprung mass*

$$\sum F_y = 0$$

$$m_{us}\ddot{x}_s + F_{dl} + F_{dr} + k_{sl}(x_{us} - \theta_{us}L_{us} - y_s + \theta_s L_s) + k_{sr}(x_{us} + \theta_{us}L_{us} - x_s - \theta_s L_s) - c_{usl}(\dot{y}_l - \dot{x}_{us} + \theta_{us}L_{us}) - c_{usr}(\dot{y}_r - \dot{x}_{us} - \theta_{usl}L_{us}) - k_{usl}(y_l - x_{us} + \theta_{us}L_{us}) - k_{usr}(y_r - x_{us} - \theta_{us}L_{us}) = 0$$

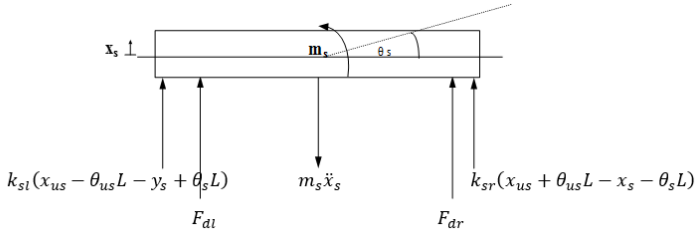
(4.34)

$$\sum M = 0$$

$$J_{us}\ddot{\theta}_s - F_{dl}L_s + F_{dr}L_s - k_{sl}(x_{us} - \theta_{us}L_{us} - y_s + \theta_s L_s)L_s + k_{sr}(x_{us} + \theta_{us}L_{us} - x_s - \theta_s L_s)L_s + c_{usl}(\dot{y}_l - \dot{x}_{us} + \theta_{us}L_{us})L_{us} - c_{usr}(\dot{y}_r - \dot{x}_{us} - \theta_{usl}L_{us})L_{us} + k_{usl}(y_l - x_{us} + \theta_{us}L_{us})L_{us} - k_{usr}(y_r - x_{us} - \theta_{us}L_{us})L_{us} = 0$$

(4.35)

Free body diagram *sprung mass*



Gambar 4.7 Free body diagram *sprung mass*

Pada massa sprung (m_s)

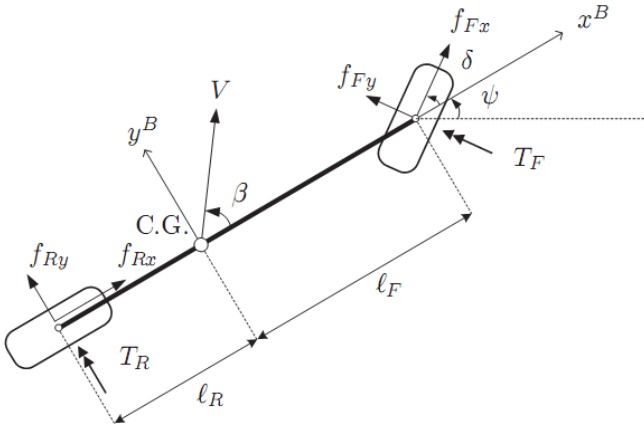
$$\sum F_y = 0$$

$$m_s \ddot{x}_s - F_{dl} - F_{dr} - k_{sl}(x_{us} - \theta_{us} L_{us} - y_s + \theta_s L_s) - k_{sr}(x_{us} + \theta_{us} L_{us} - x_s - \theta_s L_s) = 0 \quad (4.36)$$

$$\sum M = 0$$

$$J_s \ddot{\theta}_s + F_{dl} L_s - F_{dr} L_s + k_{sl}(x_{us} - \theta_{us} L_{us} - y_s + \theta_s L_s) L_s - k_{sr}(x_{us} + \theta_{us} L_{us} - x_s - \theta_s L_s) L_s = 0 \quad (4.37)$$

4.3 Perhitungan Gaya Pada Roda Kendaraan Saat Belok



Gambar 4.8 Single Track Vehicle Model

Pada saat kendaraan berbelok, akan timbul momen rolling yang diakibatkan oleh perbedaan gaya sentrifugal pada sisi kiri dan kanan kendaraan. Ketika mobil berbelok ke kiri, maka gaya normal pada roda kanan akan lebih besar dibandingkan dengan gaya normal pada roda kiri dan dapat menyebabkan momen rolling pada kendaraan. Gaya normal yang diterima roda akan diteruskan ke sistem suspensi .

Gaya yang dialami pada roda belakang bagian kiri [20].

$$F_{zl} = \frac{a}{2(a+b)} (W - F_L) - \frac{a}{a+b} \left[\frac{F_c h \cos \beta + M_{pa} + F_s h}{t_r} \right] - \frac{F_c h \sin \beta - F_d h - M_{pa}}{2(a+b)} \quad (4.38)$$

Gaya yang dialami pada roda belakang bagian kanan [20].

$$F_{Zr} = \frac{a}{2(a+b)}(W - F_L) + \frac{a}{a+b} \left[\frac{F_c h \cos \beta + M_{pa} + F_s h}{t_r} \right] - \frac{F_c h \sin \beta - F_d h - M_{pa}}{2(a+b)} \quad (4.39)$$

Dimana :

F_C = Gaya sentrifugal kendaraan

F_L = Gaya angkat angin

W = Berat Kendaraan

a = Jarak antara roda depan dan pusat massa kendaraan

b = Jarak antara roda belakang dan pusat massa kendaraan

t_r = lebar trak bagian belakang

M_{pa} = momen puntir akibat gaya angkat angin

Dengan mengabaikan efek gaya dan momen drag pada kendaraan, persamaan dapat disederhanakan menjadi :

Pada roda kiri :

$$F_{Zl} = \frac{a}{2(a+b)}(W) - \frac{a}{a+b} \left[\frac{F_c h \cos \beta}{t_r} \right] - \frac{F_c h \sin \beta}{2(a+b)} \quad (4.40)$$

Pada roda kanan :

$$F_{Zl} = \frac{a}{2(a+b)}(W) - \frac{a}{a+b} \left[\frac{F_c h \cos \beta}{t_r} \right] - \frac{F_c h \sin \beta}{2(a+b)} \quad (4.41)$$

Dimana gaya inersia (F_c) :

$$F_c = \frac{mv^2}{R} \quad (4.42)$$

Parameter half car mengikuti table 3.2. Dalam menentukan input pada roda pada saat belok, akan ditinjau 2 kasus dengan variasi parameter sebagai berikut :

Tabel 4.1 Variasi pada kasus kendaraan berbelok ^[19]

Parameter	Kasus 1	Kasus 2
Kecepatan putar(v)	4 m/s	5 m/s
Sudut slideslip kendaraan (β)	-6°	-6°
Radius belok kendaraan	7 m	7 m

Dengan memasukkan parameter-parameter kedalam persamaan, input gaya yang diterima roda kiri dan kanan adalah sebagai berikut:

Tabel 4.2 Gaya yang diterima roda mobil

Parameter	Kasus 1	Kasus 2
Gaya sentrifugal (F_c)	3428.5 N	5357 N
Gaya pada roda kiri (F_{zl})	947.4 N	0 N (negatif)
Gaya pada roda kanan (F_{zr})	5550.4 N	6939.89 N

Gaya normal yang diterima roda pada table diatas akan dimodelkan dalam Simulink sebagai gaya eksitasi step input pada roda kiri dan kanan.

BAB V

ANALISA HASIL DAN PEMBAHASAN

Dalam pemodelan ini didapatkan respon dinamis dari sistem HMERSA dan sistem setengaht kendaraan dengan penambahan HMERSA. Respon dinamis yang dibahas dalam bab ini adalah respon perpindahan, kecepatan, percepatan, dan besar daya listrik bangkitan yang dihasilkan oleh sistem HMERSA. Perlu diketahui bahwa pada grafik respon yang dihasilkan, nilai positif merupakan nilai untuk kondisi kompresi dan nilai negatif merupakan untuk kondisi ekspansi.

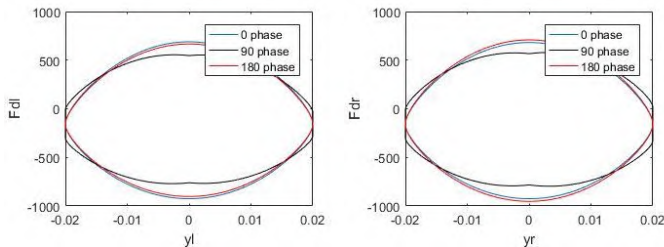
Pertama kali yang dilakukan dalam simulasi adalah respon gaya redam terhadap pengaruh beda fase input sinusoidal yang diberikan pada HMERSA. Pilihan beda fase yang akan diberikan adalah 0° , 90° , dan 180° . Untuk variasi ini akan dianalisa karakteristik gaya redam dan energi bangkitan yang dihasilkan

Kemudian pada tahap kedua dilakukan simulasi pada sistem HMERSA ketika input hanya diberikan pada salah satu silinder. Dari variasi ini akan dianalisa respon gaya redam dan energi bangkitan yang dihasilkan

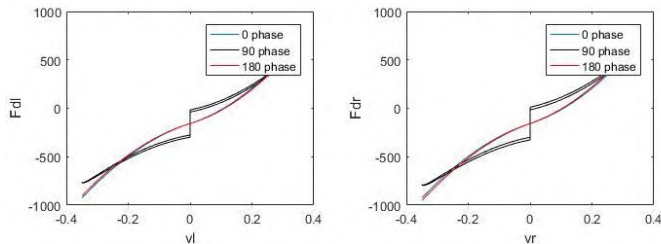
Pada tahap ketiga, sistem HMERSA akan diaplikasikan pada sistem setengah kendaraan (mobil multiguna pedesaan) dengan input yang digunakan yaitu input sinusoidal dan input step. Dari kedua input ini didapatkan respon dinamis dan karakteristik energi bangkitan yang dihasilkan. Respon dinamis pada setengah kendaraan yang dianalisa antara lain perpindahan, percepatan, perpindahan sudut, dan percepatan sudut terhadap fungsi waktu, serta percepatan rms kendaraan terhadap frekuensi eksitasi. Karakteristik energi bangkitan yang dianalisa antara lain tegangan, arus dan daya yang dihasilkan.

5.1 Respon Dinamis pada sistem HMERSA dengan Variasi Beda Phase

Dalam variasi ini, sistem HMERSA diberikan input sinusoidal dengan amplitudo 2 cm dan frekuensi eksitasi sebesar 2,78 Hz



Gambar 5.1 Respon gaya redam terhadap displacement pada silinder 1

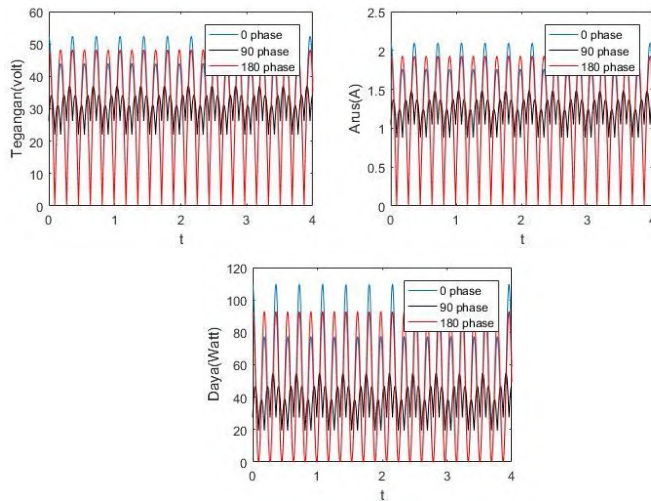


Gambar 5.2 Respon gaya redam terhadap displacement pada silinder 1

Gambar 5.1 merupakan respon gaya redam terhadap displacement pada silinder 1 dan 2 sementara gambar 5.2 merupakan respon gaya redam terhadap terhadap kecepatan pada silinder 1 dan 2. Terlihat untuk beda fase 0° dan 180° . Dari grafik terlihat bahwa karakteristik gaya redam berbeda dengan shock absorber konvensional. Besar gaya redam pada proses ekspansi dan kompresi berbeda dan hubungan antara gaya redam dan kecepatan tidak linear. Untuk beda fase 90° karakteristik gaya redam sedikit berbeda dengan beda fase 0° dan 180° . Hal ini disebabkan

ketika silinder 1 mencapai kecepatan maksimum maka kecepatan silinder 2 bernilai nol, demikian pula sebaliknya. Sehingga gaya redam akan terus menerus dihasilkan pada tiap silinder walaupun kecepatan gerak silinder bernilai nol.

Nilai gaya redam terbesar saat kompresi diperoleh pada beda fase 0° dan nilai gaya redam terbesar saat proses ekspansi diperoleh pada beda fase 180° . Nilai Gaya redam pada beda fase 90° relatif lebih kecil dibandingkan dengan beda fase 0° dan 180° . Arus, tegangan dan daya bangkitan yang dihasilkan untuk sistem HMERSA



Gambar 5.3 Grafik Arus, tegangan , dan daya listrik yang dihasilkan

Gambar 5.3 menunjukkan respon arus listrik, tegangan dan daya bangkitan yang dihasilkan terhadap fungsi waktu. Nilai rms arus listrik, tegangan, dan daya bangkitan pada sistem HMERSA *dual input-single output* dinyatakan pada table berikut:

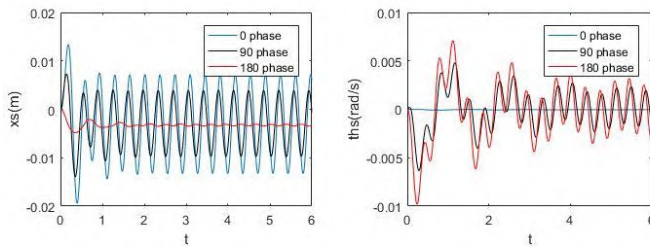
Tabel 5.1 Besar Tegangan, arus, dan daya listrik bangkitan

Beda Fase	Tegangan	Arus	Daya
0	34,38 V	1,37 A	58,67 W
90	30,82 V	1,23 A	39,04 W
180	34,21 V	1,36 A	57,27 W

Dari tabel 5.1 terlihat bahwa nilai tegangan, arus, dan daya listrik bangkitan terbesar terjadi pada beda fase 0° kemudian diikuti oleh beda fase 180° dan 90° . Pada beda fase 90° daya listrik bangkitan yang terjadi lebih rendah dibandingkan beda fase 0° dan 180° , namun daya yang dihasilkan lebih stabil dan kontinu.

5.2 Respon Dinamis Sistem HMERSA Dengan *Dual input-single output* Pada Sistem Setengah Kendaraan

Berikut merupakan hasil simulasi respon dinamis model setengah kendaraan dengan eksitasi sinusoidal amplitudo 2 cm dan frekuensi 2,78 Hz.

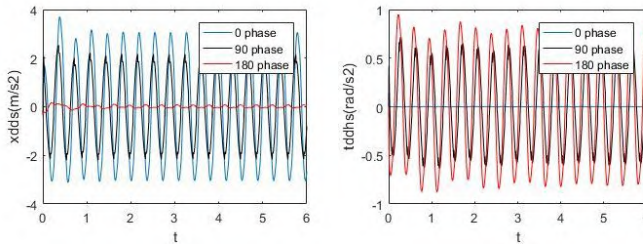


Gambar 5.4 Respon perpindahan dan perpindahan sudut terhadap waktu pada *body* kendaraan

Gambar diatas menunjukkan respon dinamis perpindahan terhadap waktu dan perpindahan sudut terhadap waktu pada *body* kendaraan. Terdapat tiga variasi, pada variasi pertama diberikan eksitasi permukaan jalan yang sama pada ban kiri dan kanan

sementara pada eksitasi kedua diberikan beda fase 90° pada eksitasi sinusoidal ban kiri dan kanan dan untuk variasi ketiga diberi beda fase 180° .

Displacement dan displacement sudut terbesar terjadi pada beda fase 0° , diikuti dengan beda fase 180° dan 90° . Pada beda fase 0 derajat tidak terjadi gerak rolling, hal ini dikarenakan eksitasi pada roda kiri dan kanan kendaraan sama besar sehingga tidak menimbulkan momen rolling. Pada beda fase 180 derajat tidak terjadi displacement kearah vertikal, hal ini dikarenakan pusat massa body kendaraan tidak bergerak terhadap sumbu vertikal melainkan hanya bergerak rotasi (rolling).

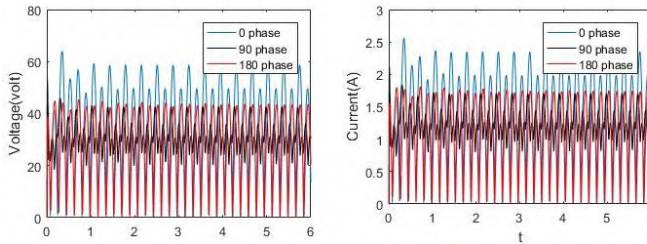


Gambar 5.5 Respon percepatan dan percepatan sudut terhadap waktu.

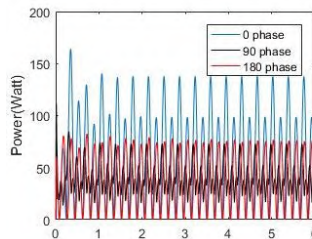
Gambar 5. Menunjukkan respon percepatan *body* kendaraan terhadap waktu dan percepatan sudut *body* kendaraan terhadap waktu. Terdapat tiga variasi, pada variasi pertama diberikan eksitasi permukaan jalan yang sama pada ban kiri dan kanan sementara pada eksitasi kedua diberikan beda fase 90° pada eksitasi sinusoidal ban kiri dan kanan dan untuk variasi ketiga diberi beda fase 180° .

Displacement dan displacement sudut terbesar terjadi pada beda fase 0° , diikuti dengan beda fase 180° dan 90° . Pada beda fase 0 derajat tidak terjadi gerak rolling, hal ini dikarenakan eksitasi pada roda kiri dan kanan kendaraan sama besar sehingga tidak menimbulkan momen rolling. Pada beda fase 180 derajat tidak

terjadi displacement kearah vertikal, hal ini dikarenakan pusat massa body kendaraan tidak bergerak terhadap sumbu vertikal melainkan hanya bergerak rotasi (rolling).



Gambar 5.6 Respon arus listrik dan tegangan yang dihasilkan.



Gambar 5.7 Respon daya bangkitan yang dihasilkan

Gambar 5.6 dan 5.7 menunjukkan respon arus listrik, tegangan dan daya bangkitan yang dihasilkan terhadap fungsi waktu. Nilai rms arus listrik, tegangan, dan daya bangkitan pada sistem HMERSA *dual input-single output* dinyatakan pada table berikut:

Tabel 5.2 Besar Tegangan, arus, dan daya listrik bangkitan pada model half car

Beda Fase	Tegangan	Arus	Daya
0	38.65 V	1.546 A	74.34 W
90	33.57 V	1.34 A	47.47 W
180	30.61 V	1.2247 A	46.32 W

Dari tabel 5.1 terlihat bahwa nilai tegangan, arus, dan daya listrik bangkitan terbesar terjadi pada beda fase 0° kemudian diikuti oleh beda fase 180° dan 90° . Pada beda fase 90° daya listrik bangkitan yang terjadi lebih rendah dibandingkan beda fase 0° dan 90° , namun daya yang dihasilkan lebih stabil dan kontinu.

5.3 Pengaruh Kecepatan Kendaraan Terhadap Respon Dinamis Sistem Half Car Dengan Penambahan HMERSA Dual Input-Single Output.

Berikut merupakan nilai rms daya bangkitan dan percepatan *body* kendaraan dengan variasi eksitasi permukaan jalan pada ban kiri dan kanan yang dimodelkan dengan beda fase input sinusoidal sebesar 90° antara input ban kiri dan kanan.

Tabel 5.3 Hubungan antara kecepatan kendaraan, daya bangkitan, dan percepatan *body* kendaraan

Kecepatan Kendaraan (km/jam)	Frekuensi eksitasi (Hz)	Daya Bangkitan (Watt)		Percepatan rms <i>body</i> kendaraan (m/s ²)	
		Beda fase 0	Beda Fase 90	Beda Fase 0	Beda Fase 90
5	0.35	0.4560	9.866	0.139	0.259
10	0.69	1.2194	23.52	0.409	0.372
20	1.39	54.899	27.08	2.735	2.153
30	2.08	68.235	38.18	2.502	1.669
40	2.78	73.954	43.33	2.198	1.448
50	3.47	91.449	57.13	2.285	1.493
60	4.17	115.84	75.69	2.518	1.658
70	4.86	142.54	96.55	2.819	1.871
80	5.56	170.94	119.1	3.152	2.118

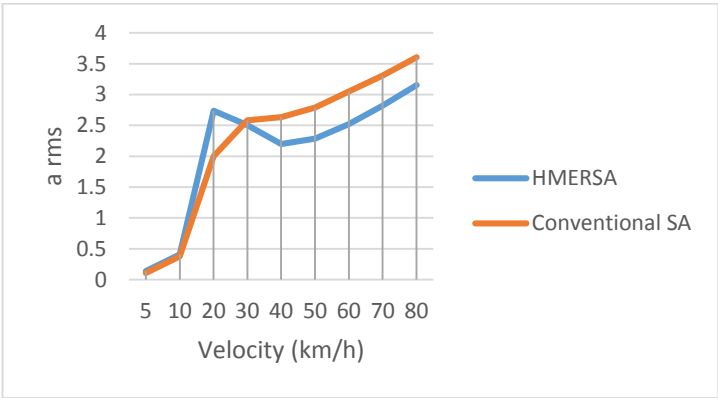
Perbandingan displacement transmissibility antara sistem half car dengan HMERSA Dual Input-Single-Output dan Shock Absorber Konvensional dinyatakan pada tabel berikut:

Tabel 5.4 Hubungan antara kecepatan kendaraan, daya bangkitan, dan percepatan *body* kendaraan pada shock absorber konvensional

Kecepatan Kendaraan (km/jam)	Frekuensi Eksitasi (Hz)	Percepatan rms <i>body</i> kendaraan	
		Beda fase 0	Beda Fase 90
5	0.35	0.1063	0.2652
10	0.69	0.3742	0.3798
20	1.39	2	1.47
30	2.08	2.5829	1.867
40	2.78	2.6322	1.8915
50	3.47	2.7899	1.9987
60	4.17	3.0507	2.1699
70	4.86	3.3073	2.3579
80	5.56	3.6053	2.549

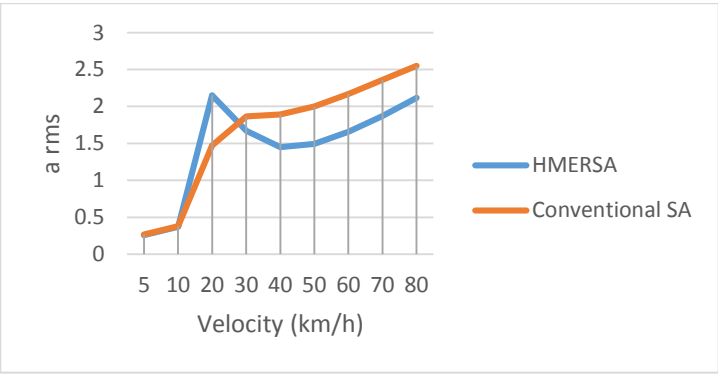
Perbandingan percepatan rms *body* kendaraan sistem *half car* dengan HMERSA *dual input- single output* dan sistem *half car* dengan peredam konvensional dapat dilihat pada grafik berikut:

- Untuk beda fase 0 derajat



Gambar 5.8 Percepatan rms *body* kendaraan pada sistem setengah kendaraan beda fase 0°

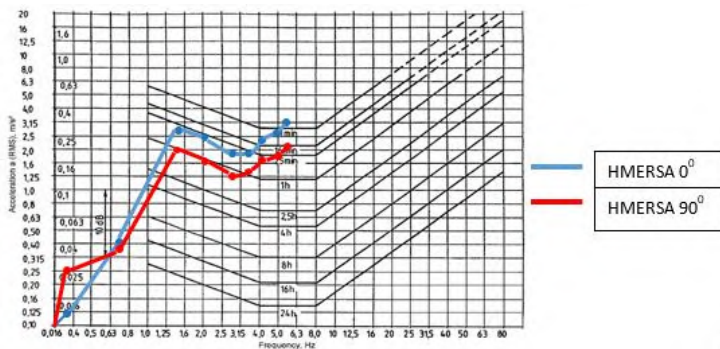
-Untuk beda fase 90 derajat



Gambar 5.9 Percepatan rms *body* kendaraan pada sistem setengah kendaraan beda fase 90°

Pada gambar 5.8 dan 5.9 terlihat bahwa pada kecepatan 0-30 km/jam percepatan rms pada kendaraan dengan HMERSA *dual input-single output* lebih tinggi dibandingkan *shock absorber* konvensional. Sedangkan untuk kecepatan 30-80 km/jam displacement transmissibility pada sistem HMERSA *Dual input-single output* memiliki nilai yang lebih rendah dari *shock absorber* konvensional. Sehingga dapat disimpulkan dari factor percepatan rms *body* kendaraan HMERSA *dual input-single output* memiliki respon yang lebih baik pada kecepatan diatas 30 km/jam.

Berikut merupakan grafik ketahanan pengemudi terhadap percepatan body kendaraan berdasarkan standar ISO-2631 untuk system setengah kendaraan dengan HMERSA dual input-single output



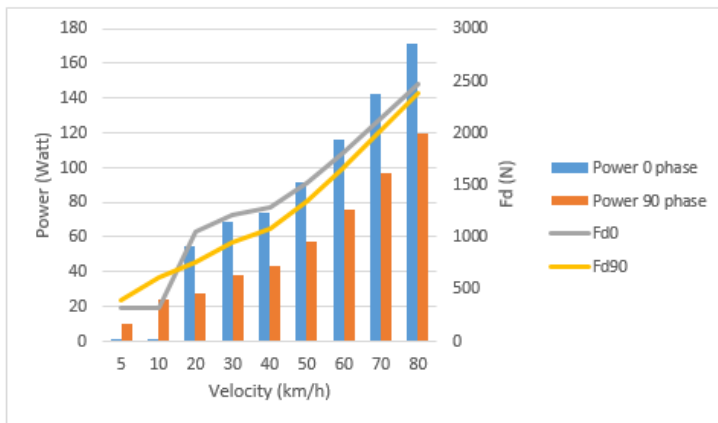
Gambar 5.10 Ketahanan pengemudi terhadap percepatan body kendaraan

Berdasarkan grafik ISO-2631, untuk sistem setengah kendaraan dengan HMERSA dual input-single output, pada profil jalan sinusoidal dengan beda fase 0° pada roda kiri dan kanan, untuk kecepatan 5 km/jam hingga 10 km/jam pengemudi dapat bertahan selama 24 jam. Pada kecepatan 20-50 km/jam pengemudi dapat

bertahan hanya sekitar 25 menit. Untuk kecepatan 60 km/jam pengendara dapat bertahan selama 16 menit, dan untuk kecepatan 70-80 km/jam pengendara dapat bertahan sekitar 1 menit saja.

Untuk profil jalan sinusoidal dengan beda fase 90° pada roda kiri dan kanan, untuk kecepatan 5 km/jam hingga 10 km/jam pengendara dapat bertahan selama 24 jam. Pada kecepatan 20-50 km/jam pengendara dapat bertahan sekitar 1 jam. Untuk kecepatan 60-70 km/jam pengendara dapat bertahan selama 25 menit dan untuk kecepatan 80 km/jam pengendara dapat bertahan sekitar 1 menit saja.

Pengaruh kecepatan kendaraan terhadap daya bangkitan dan gaya redam yang dihasilkan :

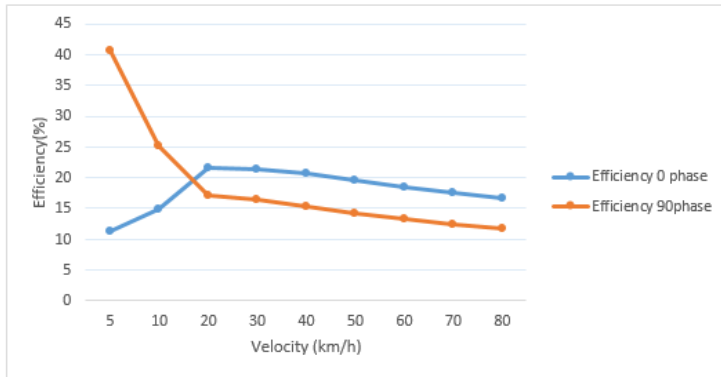


Gambar 5.10 Daya bankitan yang dihasilkan pada kendaraan.

Dari gambar 5.10 menunjukkan pengaruh kecepatan kendaraan terhadap daya listrik yang dihasilkan oleh sistem HMERSA dual input-single output. Dari grafik terlihat bahwa daya listrik yang dihasilkan meningkat seiring dengan bertambahnya kecepatan kendaraan. Pada kecepatan rendah yaitu 0-10 km/h daya listrik yang dihasilkan pada beda fase 90° lebih besar dibandingkan

daya listrik yang dihasilkan dengan beda fase 0° . Pada kecepatan 20-80 km/h daya listrik yang dihasilkan pada beda fase 0° lebih besar dibandingkan dengan beda fase 90° . Sementara itu gaya redam yang dihasilkan cenderung meningkat seiring dengan bertambahnya kecepatan kendaraan, dan gaya redam pada beda fase 0° lebih besar dari pada gaya redam pada beda fase 90° .

Pengaruh kecepatan kendaraan terhadap efisiensi daya yang dihasilkan oleh HMERSA *dual input-single output* dinyatakan pada grafik berikut :



Gambar 5.11 Efisiensi HMERSA *dual input-single output* terhadap kecepatan kendaraan.

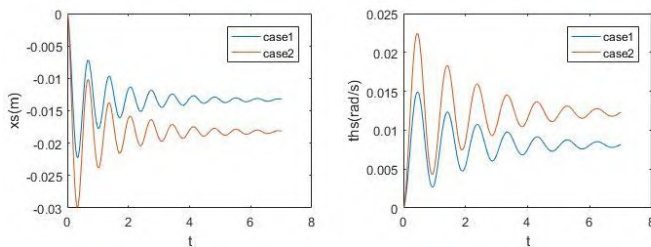
Dari gambar 5.11 terlihat bahwa untuk beda fase 0° efisiensi HMERSA dual input-single output rendah pada kecepatan 0-10 km/jam. Efisiensi terus meningkat hingga mencapai nilai tertinggi pada kecepatan 20km/jam yaitu sebesar 22 %. Pada kecepatan 20-80 km/jam trendline grafik efisiensi HMERSA kembali menurun.

Untuk beda fase 90° efisiensi HMERSA dual input single output sangat tinggi pada kecepatan 5 km/jam, yaitu sebesar 40,1% kemudian efisiensi mengalami penurunan yang ekstrim hingga

menjadi 16% pada kecepatan 20 km/jam .Effisiensi HMERSA terus mengalami penurunan seiring dengan meningkatnya kecepatan kendaraan.

5.4 Respon Dinamis Sistem Half-Car dengan HMERSA *dual input-single output* pada saat belok

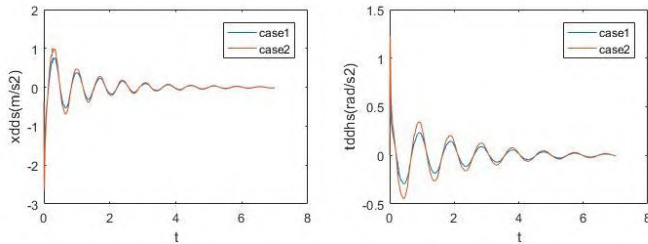
Untuk kasus 1, ban belakang mobil pada bagian kiri mengalami gaya normal sebesar 947,4N sementara ban belakang bagian kanan mengalami gaya normal sebesar 5550,4 N. Sementara untuk kasus 2 ban belakang mobil mengalami gaya normal sebesar -266.6N (0 N). sementara ban bagian kanan mengalami gaya normal sebesar 6939,89 N. Gaya eksitasi ini akan dimodelkan pada Simulink sebagai *step input*. Respon dinamis sistem pada saat berbelok adalah sebagai berikut :



Gambar 5.12 Respon perpindahan dan perpindahan sudut pada *body* kendaraan saat belok

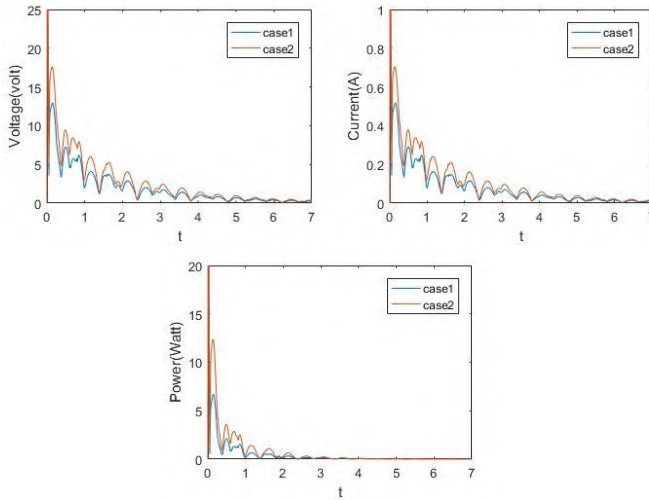
Gambar 5.12 menunjukkan respon perpindahan dan perpindahan sudut *body* kendaraan pada saat belok. Terlihat bahwa untuk respon perpindahan *body* kendaraan, pada kasus 1 mencapai peak pada -0.02 m sementara pada kasus 2 mencapai peak pada 0.03 m. Untuk respon perpindahan sudut pada kasus 1 peak terjadi pada titik 0.15 rad dan untuk kasus 2 terjadi pada titik 0.224 rad. Kedua

respon mencapai steady state setelah 6 detik. Sehingga dari hasil simulasi terlihat bahwa semakin tinggi kecepatan belok maka semakin besar respon perpindahan dan percepatan kendaraan



Gambar 5.13 Respon dinamis percepatan dan percepatan sudut pada *body* kendaraan

Gambar 5.13 menunjukkan respon percepatan dan percepatan sudut *body* kendaraan pada saat belok. Pada respon percepatan *body* kendaraan, untuk kasus 1 peak terjadi pada $1\ m/s^2$ dan pada kasus 2 peak terjadi pada $0.8\ m/s^2$. Sementara untuk percepatan sudut, pada kasus 1 percepatan sudut mencapai peak pada $1.5\ rad/s^2$ dan pada kasus 2 peak terjadi pada $0.86\ rad/s^2$

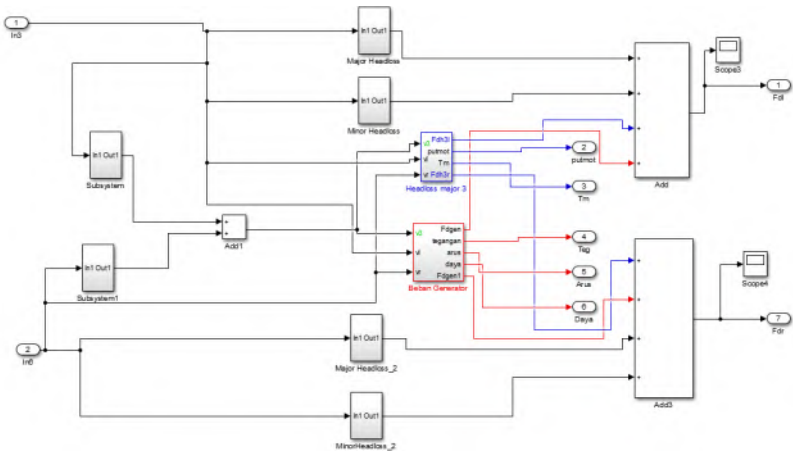


Gambar 5.14 Energi listrik bangkitan sistem HMERSA *dual input-single output* saat kendaraan berbelok.

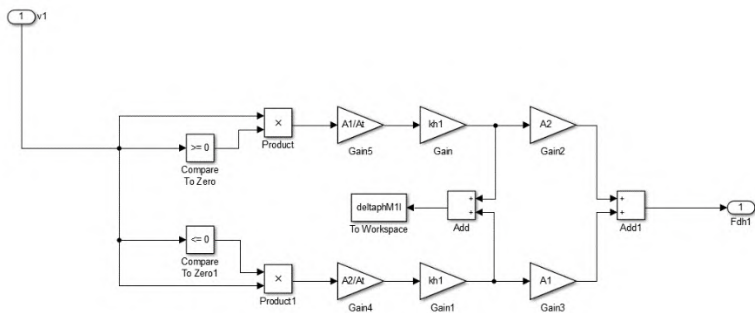
Gambar 5.14 menunjukkan respon energi bangkitan pada HMERSA *dual input-single output* pada saat belok. Daya yang dihasilkan pada kasus 1 mencapai puncak pada 12,5 W dan daya berhenti dihasilkan setelah 4 detik, sementara daya yang dihasilkan pada kasus 2 mencapai puncak pada 7 W dan daya berhenti dihasilkan setelah 4 detik.

LAMPIRAN

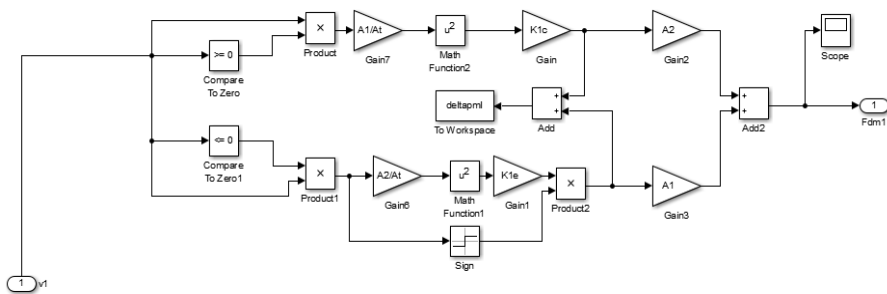
Model Simulink HMERSA Dual Input-Single output



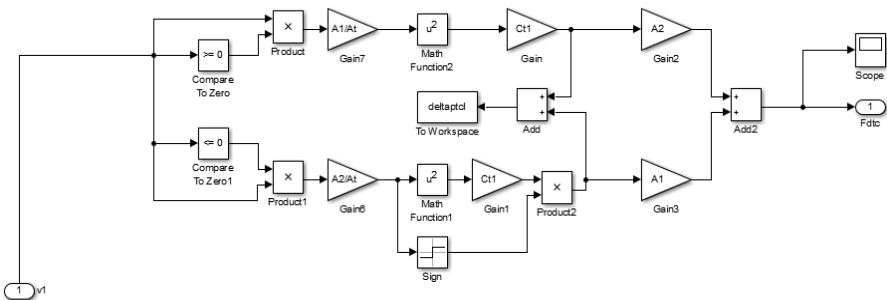
Subsystem major headloss 1



Subsystem minor headloss check valve

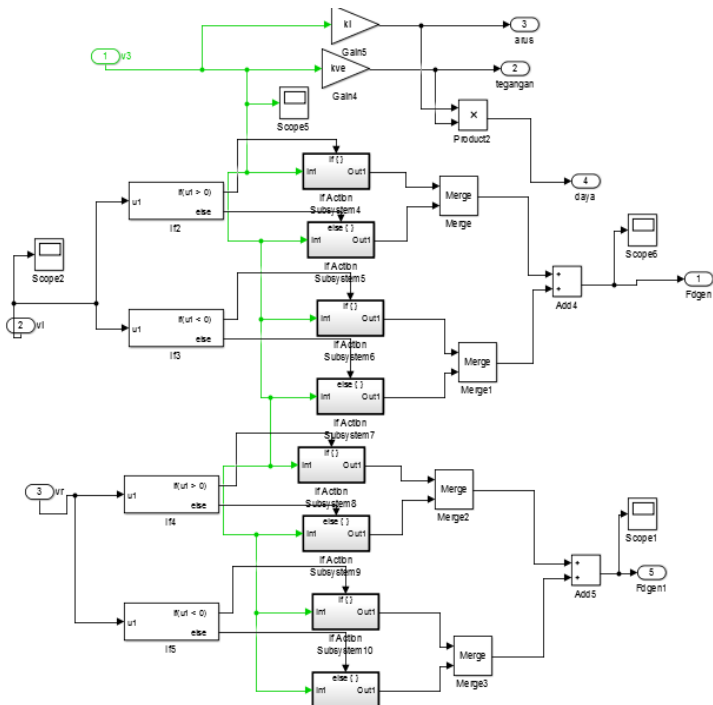


Subsystem minor losses T-junction

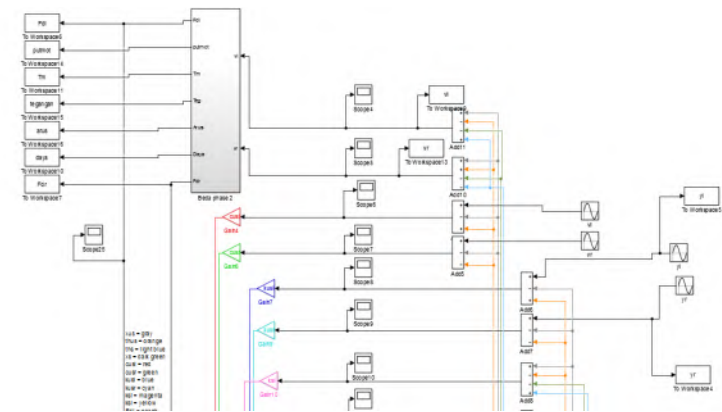


Subsystem Generator

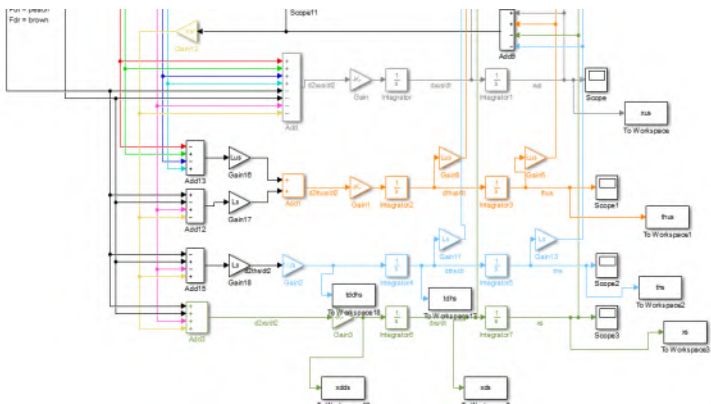
0



Subsystem half car part 1



Subsystem half car part 2



BAB VI

PENUTUP

6.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil simulasi dan analisis pada sistem HMERSA dual input-single output dan sistem setengah kendaraan dengan penambahan sistem HMERSA, maka dapat disimpulkan bahwa:

1. Semakin besar frekuensi, maka gaya redaman yang dihasilkan akan semakin besar. Hal ini dikarenakan frekuensi berbanding lurus dengan perpindahan maupun kecepatan, kemudian perpindahan maupun kecepatan juga berbanding lurus dengan gaya redaman yang dihasilkan.
2. Berdasarkan hasil simulasi system HMERSA dengan frekuensi 2,78 Hz dan amplitude 2cm, gaya redam dan energi bangkitan terbesar terjadi ketika kedua silinder hidrolik bergetar dengan beda fase 0° , kemudian diikuti dengan beda fase 180 derajat dan beda fase 90 derajat. Saat kedua silinder bergerak dengan beda fase 90° daya yang dihasilkan lebih kecil namun stabil dan kontinu.
3. Pada simulasi sistem setengah kendaraan dengan penambahan sistem HMERSA dual input-single output dengan input sinusoidal, respon dari grafik displacement dan percepatan body kendaraan terhadap waktu untuk kecepatan 40 km/jam, pada beda fase 0 derajat displacement dan percepatan body lebih besar dibandingkan beda fase 90 derajat.
4. Pada sistem setengah kendaraan dengan penambahan sistem HMERSA dual input-single output daya bangkitan

semakin meningkat seiring dengan bertambahnya kecepatan kendaraan. Daya terbesar terjadi pada kecepatan 80 km/jam yaitu sebesar 171 Watt pada beda fase 0° dan 120 Watt untuk beda fase 90°

5. Berdasarkan grafik ISO-2631, untuk sistem HM RSA pada kecepatan 5 km/jam pengendara dapat bertahan hingga 16 jam. Pada kecepatan 10 km/jam pengendara dapat bertahan hanya sekitar 8 jam. Untuk kecepatan 20-70 km/jam pengendara dapat bertahan selama 16 menit, dan untuk kecepatan 80 km/jam pengendara dapat bertahan sekitar 1 menit saja.
6. Untuk kasus kendaraan berbelok, daya yang dihasilkan semakin tinggi seiring dengan meningkatnya kecepatan belok. Pada kasus 1 dengan kecepatan belok 4 m/s dan radius belok 7m daya maksimum yang dihasilkan adalah 12.5 W dan mencapai steady state pada nilai 0 setelah 4 detik, sementara pada kasus 2 dengan kecepatan belok 5 m/s km/jam dan radius belok 7m, daya yang dihasilkan adalah 7 W dan mencapai steady state pada nilai 0 setelah 4 detik.

6.2 Saran

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, saran untuk pengembangan dalam penelitian selanjutnya adalah sebagai berikut:

1. Disarankan pada penelitian selanjutnya untuk mengambil data parameter kendaraan yang lebih akurat untuk kasus kendaraan berbelok.
2. Disarankan pada penelitian selanjutnya untuk melakukan pengujian sehingga dapat membandingkan hasil simulasi dengan hasil pengujian.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Holmberg, K., Andersson, P. & Erdemir, A. 2012. "Global energy consumption due to friction in passenger cars". **Tribology International**.
- [2] Chandler, David L., 2009. "More Power from Bumps in the Road". **MIT News Office**.
<http://newsoffice.mit.edu/2009/shock-absorbers-0209>.
- [3] Wang, Ruichen, Cattley, Robert, Tian, X., Gu, Fengshou and Ball, Andrew. 2013. "A Valid Model of a Regenerative Hybrid Shock Absorber System". **Proceedings of Computing and Engineering Annual Researchers' Conference**.
- [4] Prabowo, C. Bayu. 2014. "**Untuk kasus kendaraan berbelok, daya yang dihasilkan semakin tinggi seiring dengan meningkatnya kecepatan belok.**" Surabaya: Teknik Mesin ITS.
- [5] Zhang, Yuxin dkk. 2014. "*Study of Novel Hydraulic Pumping Regenerative Suspension for Vehicles*". **Journal of the Franklin Institute**.
- [6] Zhang, H., Guo, X., Xu, L., Hu, S., Fang, Z., May. 2014. "Parameters Analysis of Hydraulic-Electrical Energy Regenerative Absorber on Suspension Performance". **Hindawi Publishing Corporation**.

- [7] Anuar, Kaspul. 2014. **“Karakteristik Redaman Dan Energi Bangkitan Dari Regenerative Shock Absorber Dengan Motor Hidrolik.”** Surabaya: Teknik Mesin ITS.
- [8] Rao, Singiresu S. 2011. **Mechanical Vibrations Fifth Edition.** Miami: Pearson Education, Inc.
- [9] Setiawan, Listy F. 2014. **“Modeling and Analysis of The Influence of Asymmetrical Damper on The Ride Comfort of The Vehicle”.** Surabaya: Teknik Mesin ITS.
- [10] International Standard Organization. 1997. **ISO 2631-1 Mechanical Vibration and shock – Evaluation of Human Exposure to Whole Body Vibration Part 1 : General requirements.**
- [11] Fox dan McDonald's. 2011. **Introduction to Fluid Mechanics Eighth Edition.** Amerika: John Wiley & Sons, Inc.
- [12] Miller, D.S. 1978. **Internal Flow System.** BHRA Fluid Engineering: Cranfield-Bedford.
- [13] Santosa, Dikki Tesna, Sumardi, dan Triwiyatno, Aris. 2012. **“Perancangan Sistem Suspensi Aktif Nonlinear Tipe Paralel dengan Kendali Hybrid Fuzzy PID pada Model SeperempatKendaraan.** “Semarang: Universitas Dipenogoro.

- [14] Santosa, Dikki Tesna, Sumardi, dan Triwiyatno, Aris. 2012. **“Perancangan Sistem Suspensi Aktif Nonlinear Tipe Paralel dengan Kendali *Hybrid* Fuzzy PID pada Model Seperempat Kendaraan.** “Semarang: Universitas Dipenogoro.
- [15] Suprayogi, Bayu. **”Perancangan Ulang dan Analisa Sistem Suspensi Mobil Multiguna Pedesaan dengan Standar Kenyamanan ISO 2631.”** Tugas Akhir, Teknik Mesin ITS, Surabaya, 2013.
- [16] Bauer, Wolfgang. 2011. **Hydropneumatic Suspension Systems.** German: Springer.
- [17] Wang, R., Chen, Z., Xu, H., Schmidt, K., Gu, F., Ball, A. D., 2014. “Modelling and Validation of a Regenerative Shock Absorber System”. **Proceedings of the 20th International Conference on Automation & Computing.** UK, 12-13 September.
- [18] Zessar, Faldy dan Wasiwitono, Unggul. 2012. **“Desain dan Analisa Sistem Suspensi Kendaraan Multiguna Pedesaan”.** Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
- [19] Velenis, E, Frazzoli, E and Tsiotras, P “ Steady State Turning Equilibria and Stabilization for a Vehicle During Extreme Operating Condition”. **Massachusetts Institute of Technology**, 2011
- [20] *Sutantra, I. Nyoman.* **Teknologi Otomotif**, Teknik Mesin ITS. Surabaya. 2010.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BIODATA PENULIS



Firhan Huzaefa dilahirkan di Makassar, 29 September 1994. Merupakan putra pertama dari dua bersaudara, pasangan Ir.Saifudin dan Zumana,SH. Lulus dari SD Mangkura IV pada tahun 2006, kemudian melanjutkan studi ke SMP N 6 Makassar dan lulus pada tahun 2009. Kemudian melanjutkan studi ke SMA N 17 Makassar dan lulus pada tahun 2012. Setelah lulus dari SMA, penulis

melanjutkan studi ke- program sarjana (S-1) di Teknik Mesin FTI ITS dan fokus pada bidang studi desain di Laboratorium Sistem Dinamis dan Vibrasi. Pada bulan Juli 2016 Penulis menyelesaikan Tugas Akhir di Jurusan Teknik Mesin FTI ITS sebagai syarat memperoleh gelar Sarjana Teknik di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penulis berharap semoga penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat untuk pengembangan dan riset selanjutnya. Juga sebagai bentuk sumbangsih penulis untuk kemajuan bangsa Indonesia. Demikian informasi singkat mengenai data pribadi penulis, dan penulis dapat dihubungi melalui email : Firhanh@gmail.com

“Halaman ini sengaja dikosongkan”